

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie civil et de génie du bâtiment

ÉVALUATION DE LA RÉSISTANCE
EN FATIGUE DES CONDUCTEURS
AÉRIENS PAR LE COUPLAGE D'UNE
APPROCHE NUMÉRIQUE ET
EXPÉRIMENTALE

Thèse de doctorat
Spécialité : génie civil

Amine OMRANI

MEMBRES DE JURY

Sébastien LANGLOIS, Ph.D. (directeur)

Pierre VAN DYKE, Ph.D (codirecteur)

Radhouane MASMOUDI, PhD (rapporteur)

Fikri HAFID, PhD

Konstantin PAPAILIOU, PhD

RÉSUMÉ

Les réseaux des lignes aériennes de transport d'électricité font face à plusieurs défis pour assurer leur fonction principale, à savoir l'acheminement de l'électricité des sites de production vers les centres de consommation tout en parcourant des milliers de kilomètres. Le vieillissement, l'exposition à des conditions climatiques sévères, la complexité des travaux d'entretien et de réparation ainsi que l'augmentation des attentes du public concernant la fiabilité du réseau sont les principaux défis auxquels ces réseaux font face.

La résistance en fatigue des conducteurs aériens est le plus souvent évaluée à travers des essais expérimentaux en portée de laboratoire. Ces essais destructifs sur un conducteur complet sont coûteux et demandent beaucoup de temps pour leur réalisation. L'objectif de ce projet est de développer une nouvelle méthode pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens qui permettra de prédire à plus faible coût leur durée de vie en fatigue et de mieux comprendre les mécanismes de fatigue en jeu. Cette méthode est basée sur le couplage d'une approche numérique et expérimentale. L'approche numérique repose sur la modélisation d'un système pince/conducteur par la méthode des éléments finis et l'extraction des conditions locales de chargement critiques du brin le plus sollicité en fatigue. L'approche expérimentale quant-à-elle consiste à appliquer le chargement, déterminé numériquement, sur un seul brin de conducteur à l'aide d'un banc biaxial de fretting fatigue et d'évaluer sa durée de vie en fatigue exprimée en nombre de cycles à la rupture.

Les propriétés de frottement aux interfaces de contact des conducteurs aériens sont d'abord caractérisées à travers des essais expérimentaux permettant de déterminer le coefficient de frottement et l'amplitude de glissement de transition dans ces interfaces de contact dans le contexte de fretting fatigue. Cette étude préliminaire constitue une étape importante dans le développement de la nouvelle méthode du couplage numérique/expérimental et assure un meilleur contrôle des paramètres de chargement lors des essais de fretting fatigue afin d'aboutir à une reproduction fidèle des conditions locales de chargement sur les brins testés.

Une analyse paramétrique numérique du comportement en fatigue du conducteur ACSR Bersfort est ensuite réalisée en suivant une stratégie de modélisation par éléments finis de l'assemblage pince/conducteur. L'objectif de cette analyse est d'optimiser la configuration du modèle pince/conducteur en vue de l'exploiter pour la détermination du point critique en fatigue et l'extraction de ses conditions locales de chargement.

Finalement, l'approche du couplage numérique/expérimental est mise en place pour l'évaluation de la durée de vie en fretting fatigue des brins en aluminium. Un banc d'essai biaxial de tension et flexion est développé et validé à travers des essais préliminaires en chargement uniaxial de tension et biaxial équivalent de tension et flexion. La connaissance préalable du coefficient de frottement a permis de maîtriser les paramètres de chargement et d'assurer l'établissement du régime de glissement mixte conduisant à des ruptures en fretting fatigue. Le montage validé du banc de fretting fatigue ainsi que le modèle numérique optimisé de l'assemblage pince/conducteur ont pu être exploités avec succès pour l'évaluation de la résistance en fatigue du conducteur ACSR Bersfort.

Mots-clés: Lignes aériennes électriques, Conducteurs, Fretting fatigue, Assemblage pince/conducteur, Frottement, Résistance en fatigue.

ABSTRACT

Overhead electricity transmission line networks face several challenges in performing their primary function of delivering electricity from production sites to consumption centers while traveling thousands of kilometers. Aging, exposure to severe weather conditions, the complexity of maintenance and repair tasks as well as the increasing public expectations for the electricity supply reliability are the main challenges that these networks face.

The fatigue strength of overhead conductors is most often evaluated through experimental tests on conductor laboratory spans. These destructive tests are expensive and require a long time to perform. The objective of this project is to develop a new method for evaluating the fatigue strength of overhead conductors which will allow predicting at a low cost the fatigue life of these conductors and better understanding the fatigue mechanisms involved. This new method is based on coupling a numerical approach and an experimental one. The numerical approach consists of modeling a conductor/clamp system using the finite element method and extracting the local loading conditions of the critical strand. The experimental approach is to apply the load, determined numerically, on a single strand of the conductor using a biaxial fretting bench and to evaluate its fatigue life expressed in terms of number of cycles to failure.

The friction properties at the contact interfaces of overhead conductors are first characterized through experimental tests to determine the coefficient of friction and the transition sliding amplitude in these contact interfaces in the context of fretting fatigue. This preliminary study constitutes an important step in the development of the new numerical/experimental coupling method and ensures better control of the loading parameters during the fretting fatigue tests in order to achieve a faithful reproduction of the local loading conditions on the tested strands.

A numerical parametric analysis of the fatigue behavior of the ACSR Bersfort conductor is then performed by following a finite element modeling strategy of the clamp/conductor assembly. The objective of this analysis is to optimize the configuration of the clamp/conductor model to exploit it for the determination of the critical fatigue point and the extraction of its local loading conditions.

Finally, the numerical/experimental coupling approach is implemented for the evaluation of the fretting fatigue life of aluminum strands. A biaxial tension and bending test bench is developed and validated through preliminary tests under uniaxial tension loading and equivalent biaxial of tension and bending loading. Prior knowledge of the coefficient of friction made it possible to control the loading parameters and to ensure the establishment of the mixed sliding regime leading to fretting fatigue failure. The validated setup of the fretting fatigue test bench and the optimized numerical model of the clamp/conductor assembly allowed the evaluation of the fatigue resistance of the ACSR Bersfort conductor.

Keywords: Overhead transmission lines, Conductors, Fretting fatigue, Clamp/conductor assembly, Friction, Fatigue strength.

***À tous les enseignants et professeurs qui ont
Contribué à mon parcours académique***

***À la mémoire de mon enseignant
M. Mohamed Bardoula éteint il y a trois ans***

***À mes chers parents Chadia et Monji
À ma chère femme Ichrak
À mes chers frères Mourad et Ibrahim***

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce projet a été rendue possible grâce à la collaboration, l'appui et l'assistance de plusieurs personnes qui ont agi à différents degrés dans ma formation. Je tiens à exprimer mes remerciements à toutes ces personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de mes études et à ce que je devienne ce que je suis aujourd'hui.

Je voudrais tout d'abord remercier M. Frédéric Légeron, l'initiateur de ce projet de recherche, pour sa confiance et l'opportunité qu'il m'a accordé pour intégrer son groupe de recherche. J'aimerais aussi remercier le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie (CRSNG) du Canada, le regroupement de recherche InnovÉE, Hydro-Québec et RTE France pour leurs supports financiers qui ont conduit à l'aboutissement de ce projet.

Mes remerciements et ma gratitude vont particulièrement à mon directeur de thèse M. Sébastien Langlois pour ses directives, son soutien, ses précieux conseils et sa disponibilité tout au long de mon projet. Mes remerciements sont aussi adressés à mon codirecteur de thèse M. Pierre Van Dyke pour son encadrement et son apport constructif pour l'achèvement de ce projet de recherche.

Je tiens également à remercier MM. Sébastien Lalonde, Lamine Dieng et Sasan Sattarpanah Karganroudi pour leur implication dans l'élaboration du contenu des articles scientifiques inclus dans cette thèse. Je présente aussi mes remerciements à MM. Marc Demers, Raphaël Prevost, Alex Loignon et Frédéric Turcotte pour leur disponibilité et leur contribution importante dans la partie expérimentale du projet de recherche.

Je remercie mes frères Mourad et Ibrahim, leurs épouses respectives Houria et Jamila ainsi que tous mes proches et mes amis pour leurs conseils précieux, leur réconfort et leur encouragement tout au long de mon parcours.

Si je suis arrivé à ce stade de rédaction du remerciement, c'est en grande partie grâce à ma chère femme Ichrak. Sa présence dans ma vie, son appui et son soutien continu m'ont donné le souffle nécessaire pour affronter les défis et pour achever ce projet. Je te suis très reconnaissant et redevable et je n'oublierai jamais ton encouragement durant les moments difficiles de mon parcours de doctorat en me disant toujours « *j'ai confiance en toi, tu vas y arriver bientôt* ».

Toutes les expressions de reconnaissance et de remerciement ne suffisent jamais pour exprimer ma gratitude envers mes chers parents Chadia et Monji pour leurs sacrifices, leur patience et leur support moral et matériel. Ils étaient toujours présents, malgré la distance, pour me donner le courage nécessaire pour atteindre mes objectifs.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
1.1 Mise en contexte	1
1.2 Question de recherche	2
1.3 Objectif et contributions originales	2
1.4 Structure du document	3
CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
2.1 Endommagement en fretting fatigue des conducteurs	5
2.1.1 Caractéristiques des lignes aériennes	5
2.1.2 Conditions de chargement des conducteurs	12
2.1.3 Fatigue par petits débattements des conducteurs	14
2.2 Analyse expérimentale de la fatigue des conducteurs	19
2.2.1 Analyse expérimentale à l'échelle globale	19
2.2.2 Analyse expérimentale à l'échelle locale	23
2.3 Analyse numérique de la fatigue des conducteurs	26
2.3.1 Modélisation des conducteur aériens	26
2.3.2 Modélisation du système pince/conducteur	28
CHAPITRE 3 DÉFINITION DU PROJET DE RECHERCHE	30
3.1 Problématique	30
3.2 Objectifs du projet	31
3.3 Méthodologie	32
3.3.1 Chapitre 4 (Article 1)	32
3.3.2 Chapitre 5	33
3.3.3 Chapitre 6 (Article)	34
CHAPITRE 4 ÉVALUATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT À L'INTERFACE DE CONTACT BRIN-PINCE	37
4.1 Avant-Propos	37
4.2 Introduction	40
4.3 Methodology	42
4.4 Experimental setup	43
4.5 Studied parameters	45
4.6 Tests configuration	46
4.6.1 Variable displacement amplitude (VDA) tests	46
4.6.2 Constant displacement amplitude (CDA) tests	47
4.7 Results and discussion	47
4.7.1 Wire-to-clamp contact configuration	47
4.7.2 Wire-to-wire contact configuration	53
4.8 Conclusion	55
CHAPITRE 5 ANALYSE PARAMÉTRIQUE NUMÉRIQUE DU COMPORTEMENT EN FATIGUE DU CONDUCTEUR ACSR BERSFORT	57
5.1 Configuration du modèle numérique pince/conducteur	57
5.1.1 Modèle numérique du conducteur	58
5.1.2 Modèle numérique de la pince de suspension	59

5.1.3 Conditions de chargement	59
5.1.4 Paramètres étudiés	60
5.2 Effet du comportement mécanique des brins	62
5.2.1 Comportement élastique vs comportement élasto-plastique	62
5.2.2 Comparaison des résultats	63
5.3 Effet du nombre de cycles de chargement en flexion alternée	66
5.3.1 Chargement multiaxial	66
5.3.2 Évolution des résultats à travers les cycles	66
5.4 Effet du coefficient de frottement	70
5.4.1 Ajustement du coefficient de frottement	70
5.4.2 Impact sur les résultats	70
5.5 Effet de la géométrie de la pince de suspension	72
5.5.1 Paramètres géométriques des pinces	72
5.5.2 Résultats et discussion	73
5.6 Conclusion	77
CHAPITRE 6 APPROCHE MULTIÉCHELLE DE COUPLAGE NUMÉRIQUE/EXPÉRIMENTAL POUR L'ÉVALUATION DE LA DURÉE DE VIE EN FRETTING FATIGUE DES CONDUCTEURS AÉRIENS	79
6.1 Avant-Propos	79
6.2 Introduction	80
6.3 Biaxial fretting fatigue test bench	83
6.3.1 Test bench configuration	83
6.3.2 Data acquisition	84
6.3.3 Experimental procedure	85
6.4 Preliminary fretting fatigue tests	86
6.4.1 Uniaxial tension loading tests	87
6.4.2 Equivalent biaxial loading tests of tension and bending	90
6.5 Numerical/experimental coupling approach for the fretting fatigue life assessment of individual wires	94
6.5.1 Identification of the critical point	95
6.5.2 Evaluation of the local loading state of the critical point	98
6.5.3 Validation of the numerical/experimental coupling approach	98
6.6 Conclusion	102
CHAPITRE 7 CONCLUSION	105
LISTE DES RÉFÉRENCES	110

LISTE DES FIGURES

2.1 Configuration typique d'une ligne aérienne de transport d'électricité	6
2.2 Forme typique d'un conducteur électrique	7
2.3 Section des conducteurs de type ACSS	8
2.4 Différents types de pince de suspension	8
2.5 Conception typique d'une pince de suspension	9
2.6 Rayon longitudinal Rx et rainure Ry d'une pince de suspension	9
2.7 Gouttières à rayon longitudinal minimal, moyen et long	10
2.8 Gouttières à rainure profonde et peu profonde	10
2.9 Pince de suspension semi-rigide	11
2.10 Pince de suspension semi-rigide	11
2.11 Zone critique d'endommagement	15
2.12 Modes de contact entre le conducteur et la pince de suspension	15
2.13 Contact inter filaire latéral (a) et radial (b)	16
2.14 Modèle de contact élastique de Cattaneo-Mindlin	16
2.15 Courbes d'hystérésis des conditions de glissement (a) partiel et (b) total	17
2.16 Processus d'endommagement en fretting fatigue	18
2.17 Schémas d'un banc à bielle	20
2.18 Schémas d'un banc à résonance	21
2.19 Schémas du montage à flexion alternée	24
2.20 Système de fixation du brin testé	24
2.21 Schémas du montage à traction alternée	25
2.22 Plateforme de fretting fatigue à double vérin hydraulique	26
4.1 Quantitative parameters used to define the sliding conditions	43
4.2 Fretting fatigue test bench composition	44
4.3 Contact pads for (a) wire-to-clamp and (b) wire-to-wire contact configurations	45
4.4 Bearing system set-up on the fretting fatigue rig	45
4.5 Hysteresis loops evolution for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact forces $P=375\text{ N}$	48
4.6 Evolution of the energy ratio criterion A for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces	49
4.7 Evolution of the sliding ratio criterion B for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces	49
4.8 Evolution of the system free transition criterion C for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces	50
4.9 Evolution of the contact mark shape as a function of the sliding amplitude for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact force $P=500\text{ N}$	51
4.10 Evolution of the Q^*/P ratio for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces	52
4.11 Comparison of the Q^*/P ratio evolution between the CDA tests and the VDA test for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact force $P=500\text{ N}$	53
4.12 Evolution of the Q^*/P ratio for the wire-to-wire contact configuration under the different normal contact forces	54
4.13 Comparison of the dynamic friction coefficient between the wire-to-wire and the wire-to-clamp contact configurations	54

5.1 Section du conducteur ACSR Bersfort.....	58
5.2 Étapes de chargement du modèle pince/conducteur.....	60
5.3 Position circonférentielle des brins dans la zone critique	62
5.4 Lois de comportement mécanique des brins d'aluminium (a) et d'acier (b).....	63
5.5 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins pour les deux modèles élastique et élasto-plastique à $Y_b = 0.75$ mm.....	64
5.6 Comparaison du glissement (a) et des forces de contact normale (b) et tangentielle (c) à l'interface de contact entre le conducteur et la pince de suspension pour les deux modèles élastique et élasto-plastique à $Y_b = 0.75$ mm.....	65
5.7 Évolution de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins à travers les cycles de chargement en flexion alternée pour $Y_b = 0.75$ mm	68
5.8 Évolution du glissement (a) et des forces de contact normale (b) et tangentielle (c) à l'interface de contact entre le conducteur et la pince de suspension à travers les cycles de chargement en flexion alternée pour $Y_b = 0.75$ mm	69
5.9 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins pour les deux coefficients de frottement $\mu=0.5$ et $\mu=0.9$ à $Y_b = 0.75$ mm	71
5.10 Comparaison du glissement (a) et du rapport $Q/\mu P$ (b) à l'interface de contact pince-conducteur pour les deux coefficients de frottement $\mu=0.5$ et $\mu=0.9$ à $Y_b = 0.75$ mm.....	72
5.11 Les principales dimensions caractéristiques des pinces de suspensions testées.....	73
5.12 Position circonférentielle des brins aux alentours du DPC	74
5.13 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternées dans les brins du conducteur pour les trois modèles de pinces de suspension à $Y_b = 0.75$ mm.....	75
5.14 Comparaison des composantes flexion et tension de la contrainte normale pour les trois modèles de pinces de suspension à $Y_b = 0.75$ mm	76
6.1 General overview of the proposed methodology.....	82
6.2 Biaxial fretting fatigue test bench configuration and contact system components	83
6.3 Loading application sequence for (a) uniaxial and (b) biaxial tests.....	86
6.4 S-N curves of the uniaxial tension loading tests.....	89
6.5 Conversion of the uniaxial loadings into equivalent biaxial loadings.....	91
6.6 Fretting fatigue marks (a and b) and fretting fatigue breaks (c, d and e) under uniaxial and equivalent biaxial loading tests for $\Delta\sigma = 45$ MPa	92
6.7 Fatigue breaks position in the studied clamp/conductor assembly.....	95
6.8 Alternating loading application to the clamp/conductor system	96
6.9 Comparison of (a) the S-N curves and (b) the fretting fatigue life of the aluminium wire and the ACSR Bersfort conductor at 1 st failure.....	101

LISTE DES TABLEAUX

2.1 Phénomènes vibratoires liés au vent.....	12
4.1 Variable displacement tests configuration.....	47
4.2 Transition sliding amplitude range determined using the hysteresis loops	48
4.3 Transition sliding amplitude range determined using the sliding criteria	50
5.1 Propriétés mécaniques et géométriques du conducteur ACSR Bersfort	58
5.2 Propriétés mécaniques et géométriques de la pince de suspension	59
5.3 Paramètres de chargement du modèle pince/conducteur.....	60
5.4 Configuration des simulations numériques	61
5.5 Évolution de la valeur de Y_b à travers les cycles de chargement en flexion alternée.....	67
5.6 Description des paramètres géométriques des différentes pinces de suspension	73
6.1 Uniaxial loading tests configuration.....	87
6.2 Results of the uniaxial tension loading tests.....	88
6.3 Equivalent biaxial loading tests configuration	91
6.4 Results of the equivalent biaxial loading tests.....	93
6.5 Critical point position and data identified from the numerical model.....	97
6.6 Numerical biaxial loading tests configuration.....	99
6.7 Fretting fatigue life of aluminium wire versus fatigue life at 1st failure of ACSR Bersfort conductor	100

LISTE DES SYMBOLES

A_a	Section de la partie aluminium du conducteur
A_s	Section de la partie acier du conducteur
d_a	Diamètre d'un brin en aluminium
d_{A1}	Déplacement mesuré au vérin A_1
d_{A2}	Déplacement mesurée au vérin A_2
E_a	Module d'Young d'un brin en aluminium
E_d	Énergie dissipée
EI	Rigidité de flexion
EI_{\max}	Rigidité de flexion maximale
EI_{\min}	Rigidité de flexion minimale
E_s	Module d'Young d'un brin en acier
E_t	Énergie totale
E_{t_a}	Module tangent de l'aluminium
E_{t_s}	Module tangent de l'acier
F_c	Force de serrage
$f_{y_{\max}}$	Indicateur de fatigue
H	Tension appliquée au conducteur
L	Longueur du brin
L_c	Longueur de la surface de contact
Δl_{A1}	Élongation au vérin A_1
Δl_{A2}	Élongation au vérin A_2
m	Masse linéique du conducteur
p	Distribution de pression de contact
P	Force normale de contact
q	Distribution de cisaillement
Q	Force tangentielle de contact
$Q^* \mid \Delta Q$	Amplitude de la force tangentielle
Q_t	Force tangentielle de transition
r	Rayon de courbure interne de la pince de suspension
R_x	Rayon longitudinal
R_y	Rainure
S_a	Section du brin en aluminium
T_0	Tension moyenne ou statique
T_A	Force mesurée au vérin A
T_{A1}	Force mesurée au vérin A_1
T_{A2}	Force mesurée au vérin A_2
ΔT	Amplitude de la tension
u_0	Déflexion statique ou moyenne
Δu	Amplitude de la déflexion
Y_b	Amplitude de vibration crête-crête
y_{\max}	Amplitude au ventre
β_0	Angle de flexion statique
β_p	Angle de flexion passive

$\Delta\beta$	Variation de l'angle de flexion
δ	Glissement à l'interface de contact
δ^0	Ouverture du cycle de fretting
δ_t	Amplitude de glissement de transition
δ^*	Amplitude de déplacement en glissement imposé
ε	Déformation
ε_a	Amplitude de déformation
μ	Coefficient de frottement
μ_d	Coefficient de frottement dynamique
μ_s	Coefficient de frottement statique
σ	Contrainte
σ_0	Contrainte moyenne
$\sigma_a \mid \Delta\sigma$	Amplitude de contrainte
$\sigma_{Bending_{min/max}}^{(biaxial)}$	Contrainte de flexion en chargement biaxial
$\sigma_{min/max}^{(biaxial)}$	Contrainte totale en chargement biaxial
$\sigma_{Tension_{min/max}}^{(biaxial)}$	Contrainte de tension en chargement biaxial
$\sigma_{min/max}^{(uniaxial)}$	Contrainte totale en chargement uniaxial
$\sigma_{Tension}$	Contrainte de tension
$\sigma_{(\beta_0 \pm \Delta\beta)}$	Contrainte normale aux étapes de chargement $\beta_0 \pm \Delta\beta$
$\sigma_{Bending}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)}$	Contrainte de flexion aux étapes de chargement $\beta_0 \pm \Delta\beta$
$\sigma_{Tension}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)}$	Contrainte de tension aux étapes de chargement $\beta_0 \pm \Delta\beta$
$\sigma_{Totale}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)}$	Contrainte totale aux étapes de chargement $\beta_0 \pm \Delta\beta$

LISTE DES ACRONYMES

AAAC	All Aluminum Alloy Conductor
AAC	All Aluminum Conductor
AASC	Aluminum Alloy Stranded Conductor
ACE	Association Canadienne d'Électricité
ACSR	Aluminum Conductor Steel Reinforced
ACSS	Aluminum Conductor Steel Supported
AGS	Armor Grip Suspension
ASC	Aluminum Stranded Conductor
CDA	Constant Displacement Amplitude
DPC	Dernier Point de Contact
GREMCA	Groupe de Recherche en Mécanique des Conducteurs Aériens
HAES	Helically Attached Elastomer Suspension
HQ	Hydro-Québec
KE	Keeper Edge
LPC	Last Point of Contact
RTE	Réseau de Transport d'Électricité de France
RTS	Rated Tensile Strength
VDA	Variable Displacement Amplitude

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte

Au Canada comme dans plusieurs pays du monde, la majorité des lignes aériennes de transport d'électricité qui s'étendent sur plusieurs milliers de kilomètres sont de nos jours vieillissantes et nécessitent un remplacement ou un renouvellement d'ici 2050 [1]. Leur vieillissement est ainsi un facteur déterminant dans l'occurrence de pannes et de dommages ce qui présente un enjeu majeur pour l'industrie du transport d'électricité.

Plusieurs facteurs peuvent contribuer à la dégradation des conducteurs, soit la corrosion, une température élevée, des sollicitations mécaniques comme un délestage de glace ou une pince d'entretoise ou d'amortisseur mal serrée qui va endommager le conducteur par abrasion, ou encore les vibrations induites par le vent comme les vibrations éoliennes, les oscillations de sous-portée et le galop qui vont solliciter le conducteur en fatigue en plus de causer parfois des entrechoquements pour les deux derniers phénomènes. Particulièrement, ce sont les vibrations éoliennes qui sont le plus souvent à l'origine des bris en fatigue des conducteurs [2]. Ces vibrations sont induites par un détachement tourbillonnaire alterné créé par le vent dans le sillage du câble, ce qui mène à la vibration du conducteur, à faible amplitude et à haute fréquence, dans son plan vertical. Ce phénomène vibratoire provoque à son tour un mouvement relatif tangentiel et oscillatoire de faible amplitude entre les différents brins du conducteur ainsi qu'entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension. La répétition durant un certain nombre de cycles de ces petits débattements, qui sont connus sous le nom de fretting, peut engendrer la rupture des brins du conducteur en fatigue. La rupture d'une ligne de 460 kV sous l'effet du vent au Brésil, qui a plongé une grande partie du pays dans l'obscurité privant environ 67 millions d'habitant d'électricité [3], est un parmi plusieurs exemples sur la vulnérabilité du réseau face aux conditions climatiques. Étant donné que les conducteurs d'une ligne de transport d'électricité représentent une grande partie des coûts de celle-ci, leur remplacement génère ainsi des pertes de revenu très importantes. D'où apparaît l'un des défis principaux de l'ingénierie des lignes qui est la prévention des ruptures mécaniques des conducteurs actuellement en fonction et l'optimisation des nouvelles lignes

lors de leur conception de façon à améliorer leur durée de vie et par conséquent réduire le nombre d'interventions pour des travaux d'entretien.

1.2 Question de recherche

La rupture par fatigue des conducteurs aériens est un phénomène complexe qui fait intervenir plusieurs paramètres et sa compréhension nécessite la création d'une suite d'outils. Parmi ces outils, des études théoriques et numériques avancées de l'endommagement en fatigue des conducteurs aériens ont été menées. Également, des méthodes expérimentales ont été développées pour l'évaluation de la résistance en fatigue de ces composants. Toutefois, l'exploitation de ces outils se fait généralement de façon indépendante les uns des autres. L'élaboration d'un lien entre eux conduira à une méthode plus performante et facilitera le déchiffrement de la complexité d'un tel phénomène. Dans ce contexte, ce projet de recherche vise à répondre à la question suivante :

Comment peut-on évaluer la résistance en fatigue des conducteurs aériens de transport d'électricité par le couplage d'une approche numérique à l'échelle globale du conducteur et d'une approche expérimentale à l'échelle locale d'un brin ? Autrement dit, est-ce possible de développer une nouvelle méthode combinant les deux outils numérique et expérimental pour la détermination de la durée de vie en fatigue de ces conducteurs ?

1.3 Objectif et contributions originales

La réponse à la question précédente conduit vers l'objectif principal de ce projet de recherche qui vise à développer une nouvelle méthode pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens par le couplage d'une approche numérique basée sur la modélisation par éléments finis des systèmes pince/conducteur et d'une approche expérimentale basée sur la réalisation des essais de fretting fatigue sur des brins isolés. Les contributions scientifiques pouvant être dégagées des travaux réalisés dans le cadre de ce projet se présentent comme suit :

- ✓ L'étude expérimentale de la configuration de contact linéique brin-pince dans le contexte de fretting fatigue ;
- ✓ La caractérisation expérimentale du fretting fatigue des brins de conducteur par un chargement biaxial combiné faisant intervenir à la fois les deux composantes de chargement tension et flexion ;

- ✓ Le couplage des deux outils numérique et expérimental pour l'élaboration d'un nouveau protocole d'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens.

1.4 Structure du document

Ce document présente dans son deuxième chapitre la revue de la littérature qui porte sur le phénomène de l'endommagement des conducteurs en fatigue ainsi qu'un aperçu sur les travaux expérimentaux et numériques abordés dans l'étude de ce problème. Le chapitre 3 est une définition du projet de recherche à travers la reformulation de la problématique et des objectifs du projet ainsi que la description de la méthodologie adoptée. Les chapitres 4 à 6 constituent la synthèse des travaux de recherche réalisés dans le cadre de ce projet. La caractérisation du frottement aux interfaces de contact des assemblages pince/conducteur fait l'objet du chapitre 4 qui a été soumis comme premier article de revue scientifique. Le chapitre 5 traite de la prise en main et l'amélioration du modèle numérique pince/conducteur développé par Lalonde et al. [4] via des analyses paramétriques ciblées. Ce modèle sera par la suite utilisé pour extraire les conditions de contact et de chargement aux endroits critiques dans le conducteur. L'approche de couplage numérique/expérimental qui représente le noyau de ce projet de recherche est présenté en détail dans le chapitre 6 qui a été à son tour soumis comme deuxième article de revue scientifique. Les essais de fatigue réalisés par Lévesque [5] sur le conducteur ACSR Bersfort en assemblage avec la pince métallique standard ont été considérés comme référence pour la validation de l'approche proposée. Finalement, le chapitre 7 résume les conclusions auxquelles ont aboutis les travaux précédemment présentés et propose quelques recommandations qui peuvent être inspirantes pour de futurs projets

CHAPITRE 2

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre constitue une mise en contexte plus détaillée de la problématique étudiée et permet de situer le projet de recherche par rapport aux travaux disponibles dans la littérature. Le phénomène de l'endommagement en fatigue des conducteurs sera tout d'abord synthétisé à travers une description des caractéristiques des lignes aériennes et des conditions de chargement des conducteurs ainsi qu'une caractérisation du phénomène de fretting fatigue. Ensuite, un aperçu des principaux travaux expérimentaux qui traitent de la fatigue des lignes aériennes que ce soit à l'échelle globale d'un conducteur ou à l'échelle locale d'un brin sera présenté. Finalement, une dernière section consacrée à l'analyse numérique du problème permettra de revoir en sommaire les modèles numériques de conducteur aérien disponibles dans la littérature et de présenter plus en détails la modélisation du système pince/conducteur qui sera exploitée dans le cadre de ce projet de recherche.

2.1 Endommagement en fretting fatigue des conducteurs

2.1.1 Caractéristiques des lignes aériennes

L'acheminement de l'énergie électrique à partir de la zone de production vers les centres de consommation se fait à travers les lignes aériennes. Ces lignes qui s'étendent sur des milliers de kilomètres peuvent prendre différentes formes en fonction du type et de la quantité du courant à acheminer et des obstacles du terrain. Une configuration typique de ces lignes est présentée dans la Figure 2.1 où l'on trouve comme composantes principales un pylône auquel sont fixés les conducteurs par l'intermédiaire de pinces de suspension et de chaînes d'isolateurs. Dans le cas des lignes de haute tension, les conducteurs peuvent être arrangés en faisceaux doubles, triples ou quadruples et ils sont maintenus dans cette configuration par l'intermédiaire des entretoises ou entretoises-amortisseurs. Un autre composant fréquemment installé sur les lignes aériennes est l'amortisseur. Ce composant, installé à une courte distance de la pince de suspension, joue un rôle important dans la réduction des vibrations causées par le vent [6] tout comme les entretoises-amortisseurs.

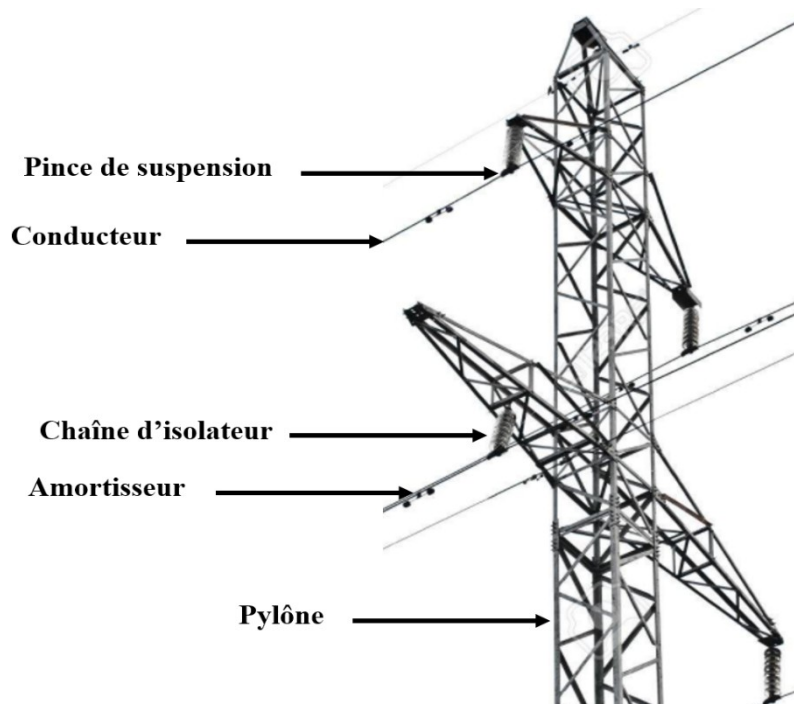


Figure 2.1 Configuration typique d'une ligne aérienne de transport d'électricité

Les conducteurs

Les conducteurs sont l'élément de base des lignes de transport d'électricité. Grâce à eux, le courant électrique est acheminé sur des longues distances depuis les centres de production vers les zones de consommation. Afin d'assurer la fiabilité du réseau, ces composants sont conçus de façon à supporter les différentes conditions climatiques qui peuvent affecter leur fonctionnement tel que les charges de vent et de glace ou encore le changement important de la température à travers les saisons qui peuvent varier de -30° Celsius pendant l'hiver à $+30^{\circ}$ Celsius pendant l'été. Ces chargements externes atteignent parfois des niveaux de sévérité très élevés et conduisent à des catastrophes comme celle causée par la tempête de verglas de 1998 au Québec. La durée de vie moyenne de ces conducteurs est généralement de 50 à 60 ans pour les lignes intermédiaires et de 150 ans pour les lignes stratégiques qui traversent des centaines de kilomètres à travers la province.

Ces conducteurs sont fabriqués sous forme de torons formés par des couches de brins généralement cylindriques d'un matériau de faible résistivité électrique. Les couches de brins sont enroulées avec un angle de façon alternée de sorte à minimiser la torsion (Figure 2.2).

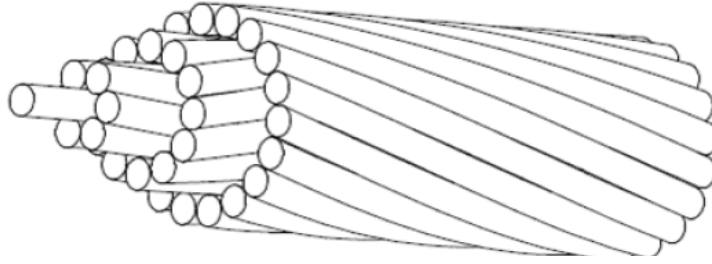


Figure 2.2 Forme typique d'un conducteur électrique

Il existe plusieurs types de conducteurs et l'utilisation d'un type ou d'un autre dépend essentiellement de la longueur de la portée, des charges climatiques et de la quantité de courant à acheminer [7]. On distingue trois catégories principales de conducteurs. La première catégorie englobe les conducteurs formés d'aluminium pratiquement pur nommés All Aluminum Conductor (AAC) ou encore Aluminum Stranded Conductor (ASC) qui sont utilisés sur des courtes portées et dans les zones où le chargement de glace et du vent est faible. On trouve aussi les conducteurs formés d'alliage d'aluminium (alliage Al/Mg, Al/Zr...) et appelés All Aluminum Alloy Conductor (AAAC) ou encore Aluminum Alloy Stranded Conductor (AASC). Ces conducteurs ont une meilleure capacité mécanique et ils sont utilisés sur des portées plus longues. Afin d'augmenter davantage la capacité mécanique tout en gardant le rapport capacité mécanique/masse le plus élevé possible, un grand nombre de conducteurs sont munis d'une âme composée de brins d'acier galvanisé. Ces conducteurs connus sous le nom d'Aluminum Conductor Steel Reinforced (ACSR) ont une meilleure capacité mécanique mais sont électriquement moins performants. Dans chacune de ces catégories il existe plusieurs types de conducteurs qui diffèrent l'un de l'autre par le nombre de couches ou bien par le diamètre des brins dépendamment de la quantité de courant à transporter.

D'autres types de conducteurs (Figure 2.3) sont aussi disponibles tel les conducteurs à faible dilatation thermique (CFD) ou les Aluminium Conductor Steel Supported (ACSS) qui reprennent le même principe que les conducteurs ACSR mais qui sont composés d'une âme en acier à haute résistance mécanique et de couches en aluminium totalement recuit. Ils sont souvent utilisés avec des brins d'aluminium ayant une forme trapézoïdale ou en « Z », ce qui augmente la compacité de ces conducteurs permettant ainsi de minimiser les pertes électriques et d'assurer une capacité de transit plus élevée [8][9] tout en minimisant leur diamètre et par conséquent les charges de glace et du vent.

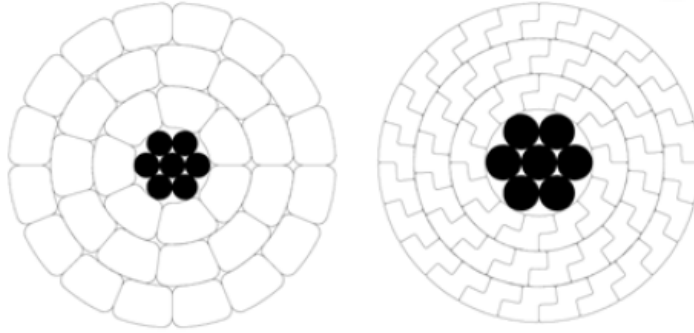


Figure 2.3 Section des conducteurs de type ACSS

Les pinces de suspension

Les conducteurs sont maintenus au niveau des pylônes d'alignement à l'aide des pinces de suspension. Ces derniers sont d'une importance majeure dans la configuration des lignes aériennes. Leur conception doit respecter trois critères principaux [7] :

- ✓ Supporter les charges mécaniques imposées au conducteur ;
- ✓ Réduire l'endommagement qui peut être causé au conducteur à cause du serrage imposé ;
- ✓ Avoir une flexibilité longitudinale dans le plan vertical pour pouvoir amortir l'effet des vibrations.

Plusieurs types de pinces de suspension sont actuellement installés sur les lignes aériennes (Figure 2.4). La conception typique de ces pinces est constituée de deux composants principaux. Le premier composant est la gouttière, appelée aussi berceau, dans laquelle repose le conducteur et le deuxième est le sabot, appelé aussi chapeau, qui assure l'application d'une pression de serrage sur le conducteur afin de le garder en place et d'éviter son glissement (Figure 2.5).

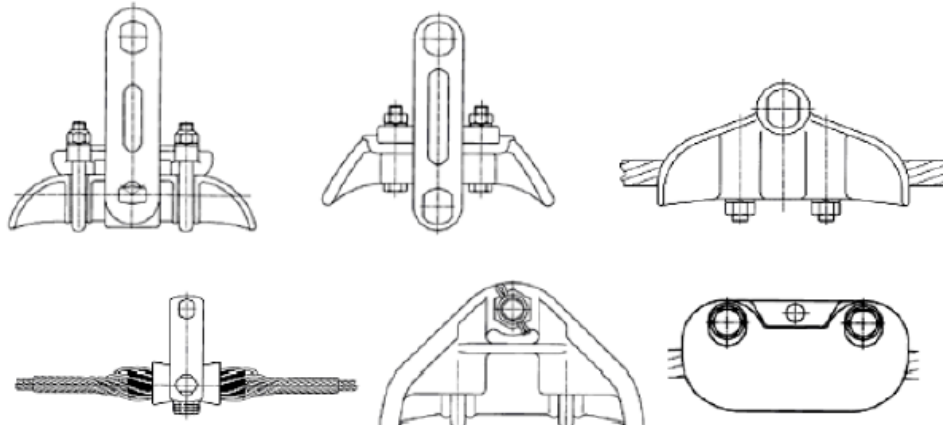


Figure 2.4 Différents types de pince de suspension
(Tiré de Diana et al. [7])

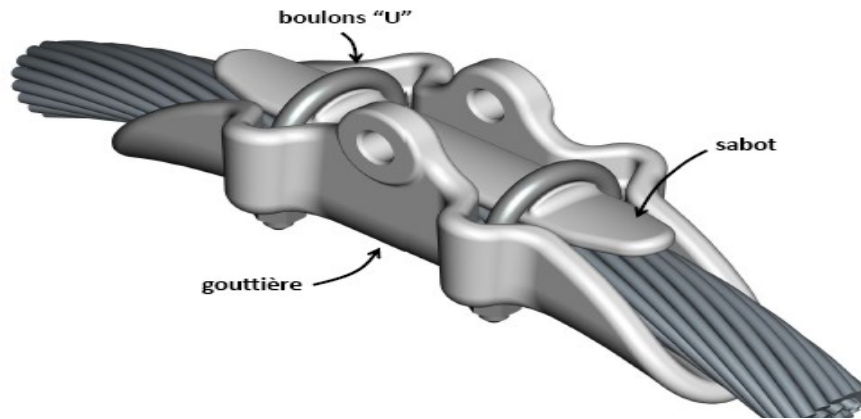


Figure 2.5 Conception typique d'une pince de suspension
(Adapté de Lalonde [10])

La géométrie des gouttières peut avoir une influence considérable sur l'endommagement en fatigue des conducteurs. Les paramètres géométriques qui diffèrent d'une gouttière à l'autre sont essentiellement le rayon longitudinal R_x et la rainure R_y (Figure 2.6). Ramey [11] a étudié expérimentalement l'effet de ces paramètres sur les déformations au niveau du conducteur. Il a testé trois dimensions du rayon longitudinal qui sont connus comme rayon minimal ($R_x=152\text{mm}$), rayon moyen ($R_x=285\text{mm}$) et rayon maximal ($R_x=610\text{mm}$) (Figure 2.7). Du côté de la rainure, deux types ont été étudiées par Ramey [11] et qui sont la rainure profonde ($R_y=14.3\text{mm}$) et la rainure superficielle ou peu profonde ($R_y=3.6\text{mm}$) (Figure 2.8). Les résultats de ces essais ont montré qu'une gouttière à rayon maximal et rainure profonde permet de mieux atténuer le niveau des déformations dans la couche externe du conducteur à la sortie de la pince de suspension.

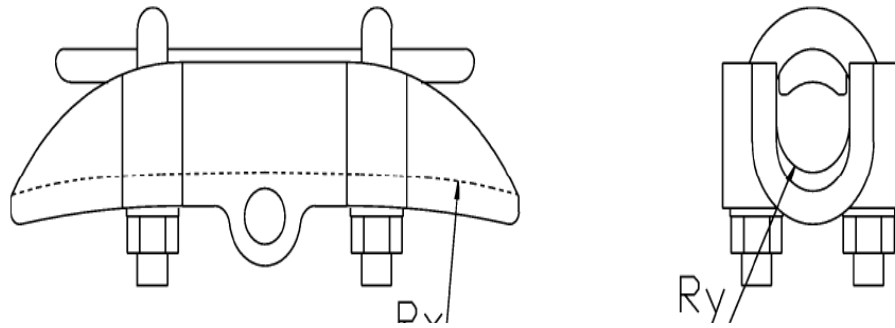


Figure 2.6 Rayon longitudinal Rx et rainure Ry d'une pince de suspension

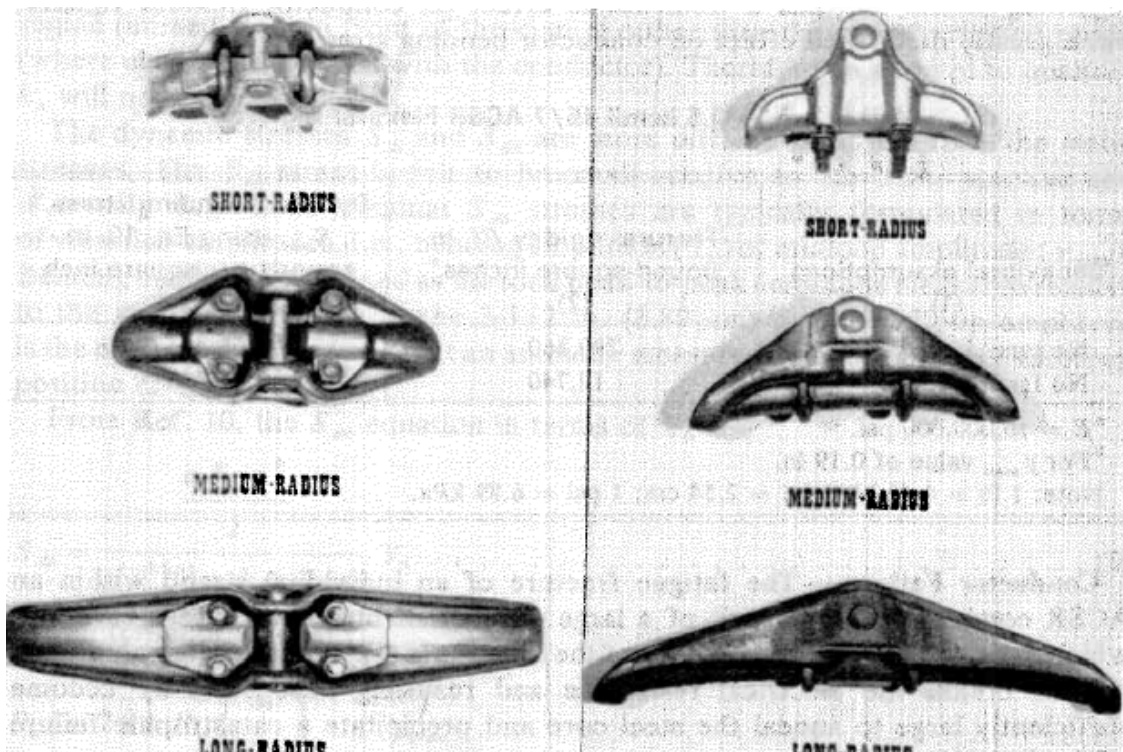


Figure 2.7 Gouttières à rayon longitudinal minimal, moyen et long
(Tiré de Ramey et al.[12])

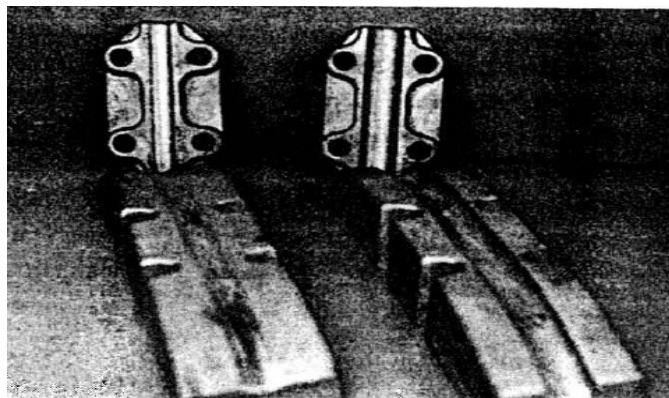


Figure 2.8 Gouttières à rainure profonde et peu profonde
(Tiré de Ramey [11])

Un nouveau type de pince de suspension, appelée pince semi-rigide, a été récemment conçu par Hydro-Québec dans le but de réduire la sévérité de la flexion du conducteur à la sortie de la pince (Figure 2.9). Cette pince est constituée d'une partie métallique au centre à laquelle sont ajoutés des élastomères ayant une forme conique à chaque extrémité. Paradis et Van Dyke [13] ont réalisé des essais de fatigue sur le conducteur ACSR Crow en assemblage avec cette pince pour évaluer sa performance par rapport à la pince métallique standard. Les résultats ont montré que la nouvelle pince permet d'améliorer significativement la durée de vie en fatigue du conducteur ainsi que sa limite d'endurance [13]. Une autre pince de suspension non conventionnelle, constituée d'une partie centrale en élastomère fixée sur le conducteur à l'aide de tiges d'armure hélicoïdales (Figure 2.10), a aussi permis d'améliorer la performance en fatigue du conducteur ACSR Crow [14-15]. Il s'agit de la pince AGS (Armor Grip Suspension) connue aussi sous le nom de HAES (Helically Attached Elastomer Suspension).



Figure 2.9 Pince de suspension semi-rigide
(Tiré de Paradis et Van Dyke [13])

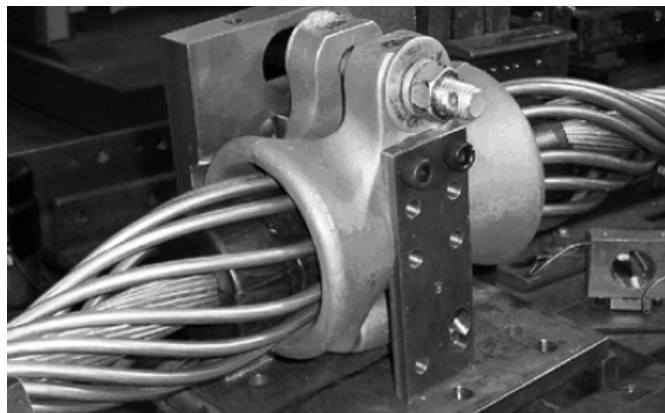


Figure 2.10 Pince de suspension de type AGS
(Tiré de Cloutier et al. [14])

2.1.2 Conditions de chargement des conducteurs

Les conducteurs sont généralement soumis à différents types de chargements qui peuvent être classifiés en deux catégories : des chargements statiques et des chargements dynamiques.

Les chargements statiques se résument en trois composantes qui sont le poids propre du conducteur, la tension mécanique appliquée à ses extrémités et la force de serrage au niveau de la pince de suspension. Le poids du conducteur génère un chargement en flexion dans son plan vertical et la tension mécanique provoque la torsion des brins dans le sens inverse de leur enroulement, tandis que la force de serrage de la pince crée des contraintes de contact au niveau de la couche externe qui sont à leurs tour transmises aux couches internes sous-jacentes sous forme de forces radiales de contact [16-17].

Les chargements dynamiques sont plus complexes et ils sont liés directement aux conditions climatiques. Il s'agit essentiellement des charges imposées par le vent qui ont un effet considérable sur les conducteurs puisqu'ils induisent des mouvements vibratoires qui sont la principale origine de leur endommagement.

Effet du vent

Les phénomènes vibratoires induits par le vent sont classés selon leur amplitude et leur fréquence en trois catégories (Tableau 2.1) : les vibrations éoliennes, le phénomène de galop et les oscillations de sillage [2].

Tableau 2.1 Phénomènes vibratoires liés au vent (Tiré de Chan [2])

	Vibrations éoliennes	Galop	Oscillations de sillage
Bande de fréquences (Hz)	3 à 150	0.08 à 3	0.15 à 10
Bande d'amplitude crête-crête (exprimé en fonction du diamètre du conducteur)	0.01 à 1	5 à 300	0.5 à 80

Parmi ces trois phénomènes, les vibrations éoliennes représentent un mouvement vibratoire critique qui peut exciter une ligne aérienne de transport d'électricité [18]. Ce phénomène est décrit comme étant un détachement tourbillonnaire alterné, créé par le vent, dans le sillage du câble qui, à faible amplitude et à haute fréquence, crée une fluctuation de la force de portance menant ainsi à la vibration du conducteur dans son plan vertical [7]. C'est principalement à cause de ces vibrations répétitives que les bris en fatigue des brins de conducteurs ont lieu [14].

Évaluation du niveau des vibrations éoliennes

Le niveau de vibration d'un conducteur peut être évalué à l'aide de la contrainte à la pince σ_a , la déformation à la pince ε_a , l'amplitude de déplacement au ventre y_{max} ou encore à l'aide de l'amplitude de vibration crête-crête Y_b mesurée par convention à 89 mm du dernier point de contact du conducteur avec la pince de suspension [19]. La déformation et la contrainte sont d'importants indicateurs de fatigue. La déformation peut être mesurée expérimentalement, cependant la procédure est difficile et entraîne d'importantes incertitudes. C'est pourquoi le niveau de vibration est le plus souvent évalué à partir de y_{max} et Y_b qui sont beaucoup plus faciles à mesurer [20]. Le lien entre le niveau de vibration et les données de fatigue des conducteurs se fait habituellement par des courbes S-N qui relient la contrainte au nombre de cycles à la rupture. La contrainte est simplement évaluée soit en fonction de l'amplitude de déplacement au ventre multipliée par la fréquence $f y_{max}$, soit en fonction de l'amplitude de vibration Y_b [14].

La contrainte en fonction de $f y_{max}$ est donnée par l'éq. (2.1) :

$$\sigma_a = \pi d_a E_a \sqrt{\frac{m}{EI}} f y_{max} \quad (2.1)$$

Où d_a et E_a sont respectivement le diamètre et le module élastique d'un brin de la couche extérieure (généralement en aluminium) et m est la masse linéique du conducteur.

La contrainte en fonction de Y_b est donnée par la formule de Poffenberger-Swart [21] :

$$\sigma_a = \frac{d_a E_a p^2 / 4}{e^{(-px)} - 1 + px} Y_b \quad (2.2)$$

Où $x=89mm$ est la position de mesure de Y_b et $p = \sqrt{\frac{H}{EI}}$ avec H est la tension horizontale appliquée au conducteur.

Il est clair que les deux estimations de la contrainte σ_a dépendent de la valeur de la rigidité de flexion EI . Dans la littérature il existe plusieurs modèles pour l'évaluation de cette rigidité dont le plus connu est le modèle de rigidité variable de Papailiou [22] qui présument que la rigidité de flexion d'un conducteur varie entre deux valeurs extrêmes, EI_{min} qui correspond à un comportement individuel des brins et EI_{max} qui correspond à un comportement solide du conducteur, en fonction de la courbure tout en long de la portée. Certains chercheurs ont amélioré ce modèle en considérant la rigidité de flexion tangente [23] ou encore le cisaillement élastique et le micro-glissement aux interfaces de contact inter filaires [24-25].

D'autres travaux, tel que le modèle développé par Langlois et al. [26], montrent qu'une valeur constante de la rigidité de flexion égale à 50% de la valeur maximale ($EI = 50\% EI_{max}$) donne une évaluation adéquate de la déformée du conducteur. Cependant, dans les équations précédentes la valeur de la rigidité du conducteur est toujours prise égale à EI_{min} .

Même si la rigidité de flexion est bien estimée, ces deux équations restent plutôt des références pour l'étude de la fatigue que des évaluations réelles de la contrainte. En effet, elles sont calculées en supposant que la surface du brin est libre tandis qu'en réalité l'initiation de la rupture en fatigue se produit au niveau des surfaces de contact métal/métal.

2.1.3 Fatigue par petits débattements des conducteurs

Le phénomène principal responsable des bris de conducteurs est l'endommagement par des petits débattements connu aussi sous le nom de fretting. Ce phénomène est défini par un mouvement relatif tangentiel et oscillatoire de faible amplitude qui survient entre deux surfaces en contact, nominalement, immobiles l'une par rapport à l'autre [14]. On distingue deux types d'endommagement par fretting : l'usure en fretting et la fatigue en fretting. L'usure génère la détérioration des surfaces par enlèvement de la matière alors que la fatigue provoque l'initiation de microfissures [27]. Bien que les deux modes d'endommagement puissent coexister, la rupture des conducteurs est le plus souvent provoquée par la fatigue en *fretting* causée par les vibrations éoliennes. En effet, additionnées aux charges statiques, les vibrations éoliennes induisent des micro-glissements entre les brins qui causent à leur tour l'apparition de microfissures au niveau de ceux-ci. La répétition de ce phénomène de manière continue engendre la propagation de ces microfissures provoquant ainsi la rupture des brins du conducteur [14].

Zone critique d'endommagement

La rupture des brins de conducteurs a généralement lieu aux endroits où le mouvement du conducteur est bloqué et plus précisément aux points d'attache de celui-ci tels que les pinces de suspension ou des accessoires tels que les pinces d'amortisseurs ou d'entretoises. Pour une pince de suspension, la zone critique d'endommagement se situe entre le dernier point de contact du conducteur avec le sabot (*Keeper edge KE*) et son dernier point de contact avec la gouttière (*Last Point of Contact LPC*) (Figure 2.11) [28]. Dans cette zone, trois modes de contact ont été identifiés par Cardou et al. [29] dépendamment de l'angle que forme l'axe du conducteur avec l'horizontale. Le premier mode est le contact conforme où le conducteur est

en contact continu avec la gouttière dans la zone critique (Figure 2.12(a)). Le deuxième mode est le contact non conforme où il y a absence de contact entre le conducteur et la gouttière dans la zone critique (Figure 2.12(b)). Le troisième et dernier mode a lieu lorsque le *LPC* se situe dans le même plan vertical que le *KE* (Figure 2.12(c)). C'est le premier mode qui est le plus critique de point de vue endommagement par fretting puisque l'étendue de la surface de contact entre le conducteur et la pince de suspension dans ce mode est plus important par rapport aux deux autres modes.

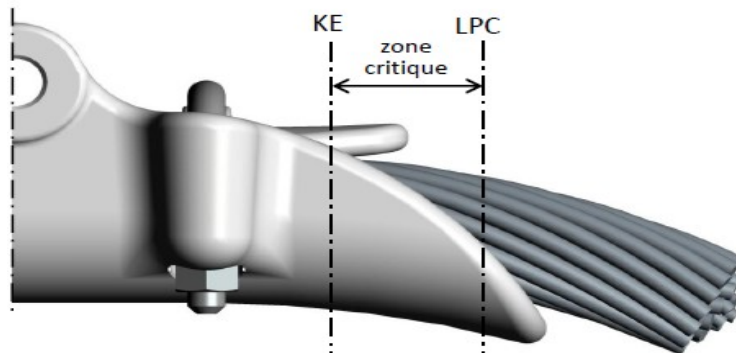


Figure 2.11 Zone critique d'endommagement
(Tiré de Lalonde [10])

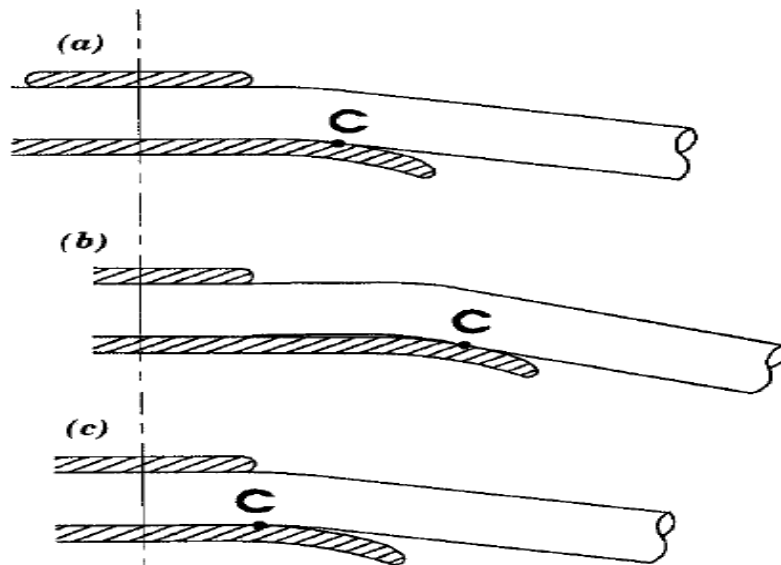


Figure 2.12 Modes de contact entre le conducteur et la pince de suspension
(Tiré de Cardou et al. [29])

Contact brin-brin

En plus du contact du conducteur avec la pince de suspension, Cloutier et al. [14] mettent en évidence les contacts brin-brin qui sont connus aussi sous le nom de contacts inter filaires

(Figure 2.13). Ce type de contact se divise en deux catégories : le contact inter filaire latéral qui se produit entre deux brins de la même couche et le contact inter filaire radial qui se produit entre deux brins appartenant à deux couches adjacentes. Les contacts latéraux ont la forme d'une ligne ou encore d'une bande et ils ont une influence directe sur les rigidités axiale et de torsion. Cependant, les contacts radiaux, qui ont une forme elliptique, causent beaucoup plus d'endommagement aux câbles comparativement aux contacts latéraux puisque leur effet, très localisé, engendre des contraintes de contact plus élevées [18].

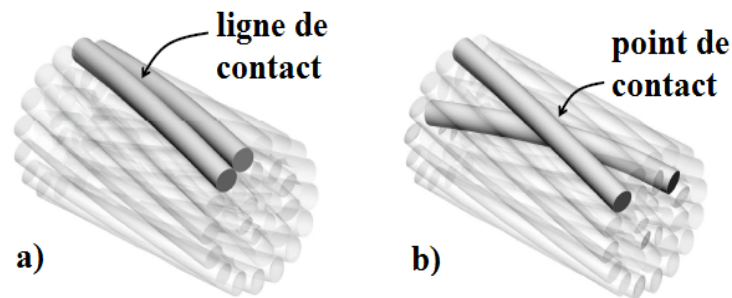


Figure 2.13 Contact inter filaire latéral (a) et radial (b)
(Tiré de Lalonde [10])

Régime de fretting

Le fretting est essentiellement lié aux micro-glissements à l'interface de contact entre deux corps. Mindlin [30] explique ces mouvements relatifs par un modèle de contact élastique s'appuyant sur une distribution de pression p et de cisaillement q résultantes respectivement d'une force normale P et tangentielle Q (Figure 2.14).

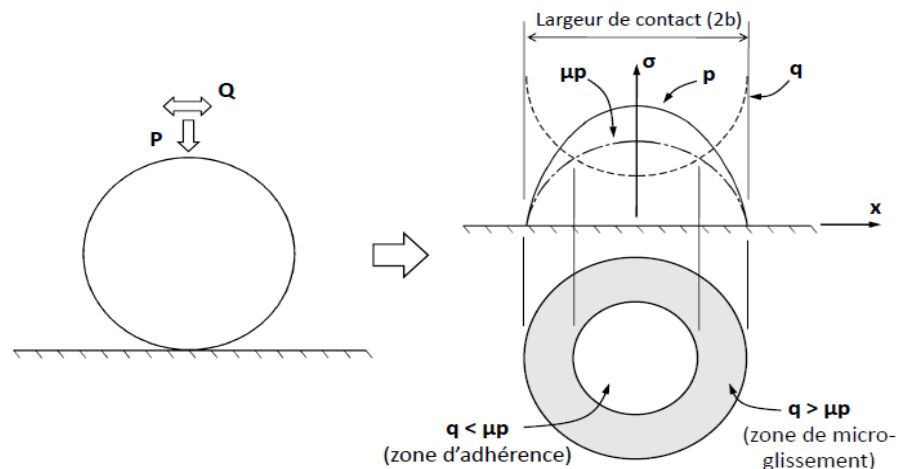


Figure 2.14 Modèle de contact élastique de Cattaneo-Mindlin
(Tiré de Lalonde [10])

Dans le cas des conducteurs, les distributions de pression et de cisaillement sont localisées au niveau des contacts brin-brin et brin-pince où la force normale est celle engendrée par le serrage de la pince de suspension tandis que la force tangentielle résulte des vibrations éoliennes. Dans cette zone de contact, lorsque les forces de frottement représentées par la quantité μp (μ étant le coefficient de frottement) sont plus importantes que la force de cisaillement q , un régime d'adhérence est maintenu entre les deux surfaces en contact. Des micro-glissements apparaissent au fur et à mesure que la force de cisaillement augmente et le régime mixte d'adhérence et de glissement est ainsi mis en œuvre. Plus la force tangentielle augmente, plus la zone d'adhérence diminue jusqu'à ce qu'il y ait glissement total des deux surfaces en contact. On assiste ainsi au troisième régime de fretting qui est le régime de glissement total [31].

Les régimes de fretting peuvent être caractérisés autrement en se basant sur les conditions de glissement qui correspondent à l'analyse des courbes d'hystérésis décrivant la variation de la charge tangentielle Q en fonction du déplacement relatif δ des corps en contact lors d'un cycle de chargement (Figure 2.15). Ces conditions sont classées en deux types : la condition de glissement partiel pour laquelle la courbe d'hystérésis a une forme elliptique et la condition de glissement total pour laquelle la forme de cette courbe devient trapézoïdale [32]. Lorsque la condition de glissement partiel est maintenue pendant toute la durée du test, c'est le régime de glissement partiel qui règne. Dans le cas contraire où la condition de glissement total est celle qui est présente durant tout le test, c'est le régime de glissement total qui est maintenu en place. Le troisième régime de glissement qui est le régime mixte correspond à l'évolution de la condition de glissement alternativement entre les conditions de glissement partiel et total [33].

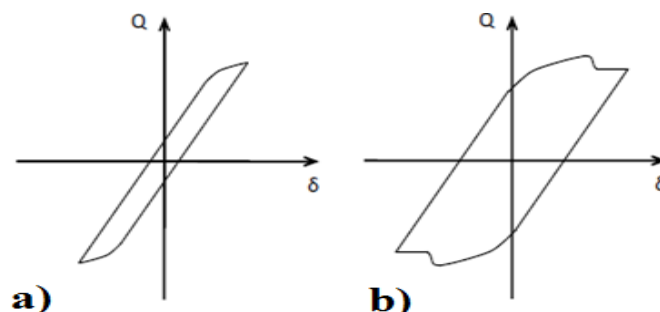


Figure 2.15 Courbes d'hystérésis des conditions de glissement (a) partiel et (b) total

Coefficient de frottement

La caractérisation des régimes de fretting nécessite la connaissance préalable du coefficient de frottement à l'interface de contact. L'identification de ce paramètre permet de définir la limite

de chaque régime et de connaître le point de transition entre eux, ce qui facilite le contrôle des paramètres de chargement lors des essais de fretting fatigue. Des simulations numériques ont été réalisées sur des conducteurs de type ACSR [22][34] et AAAC [35] pour évaluer l'effet du coefficient de frottement aux interfaces de contact inter filaires sur la rigidité en flexion de ces conducteurs. Des essais expérimentaux ont aussi été réalisés par Said et al. [36] pour la détermination de ce paramètre à l'interface de contact brin-brin. Cependant, la majorité des résultats disponibles dans la littérature concernent la configuration de contact brin-brin, tandis que peu d'intérêt a été porté à la configuration de contact brin-pince qui doit être explorée davantage pour mieux comprendre les ruptures des brins de conducteur en fretting fatigue.

Processus d'endommagement en fretting fatigue

Parmi les trois régimes de fretting, le régime mixte est le plus critique à l'égard de l'endommagement des conducteurs par fatigue en fretting. L'alternance du glissement et de l'adhérence au cours de ce régime amène à la plastification de la surface de contact. L'étendue de la surface plastifiée est certes moins importante qu'en régime de glissement total, cependant l'impact du régime mixte se manifeste au niveau de l'initiation des fissures qui se produisent beaucoup plus tôt [33]. Le processus d'endommagement comporte deux phases distinctes : la phase d'initiation de fissure et la phase de sa propagation à l'échelle macroscopique (Figure 2.16). L'accumulation locale et cyclique des déformations plastiques générées par le glissement relatif des brins engendre la nucléation de microfissures dans les zones de contact. Une fois initiées, ces microfissures commencent à se propager à l'échelle microscopique puis à l'échelle macroscopique sous l'effet de la tension appliquée au conducteur jusqu'à ce qu'elles atteignent une taille seuil qui mène à la rupture [37-38].

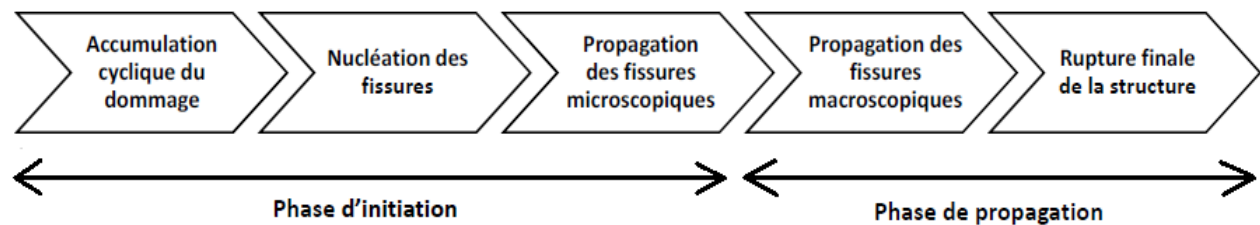


Figure 2.16 Processus d'endommagement en fretting fatigue
(Adapté de Schijve [39])

Facteurs influençant la fatigue des conducteurs

Plusieurs facteurs interviennent dans le processus d'endommagement des conducteurs par fatigue [11]. Leur degré d'influence varie de l'un à l'autre mais les plus importants à noter sont les suivants :

- ✓ Type du conducteur : le risque de rupture par fatigue varie d'un conducteur à l'autre. En effet, il dépend du diamètre du conducteur, du matériau qui le constitue ainsi que du nombre de ses brins et de leurs diamètres individuels ;
- ✓ Pression de serrage : plus la pression de serrage est élevée, moins il y a de glissement entre les brins des couches internes du conducteur et par conséquent moins de microfissures observées dans la zone interne. Cependant, la contrainte au niveau des brins de la couche externe augmente avec la pression de serrage pouvant ainsi favoriser leur fissuration ;
- ✓ Angle à la sortie de la pince : c'est l'angle que fait le conducteur avec l'horizontal à la sortie de la pince de suspension. Des essais expérimentaux ont montré que plus cet angle augmente plus le risque de fissuration augmente ;
- ✓ Géométrie des pinces de suspension : ce facteur a une influence considérable sur la fatigue des conducteurs. En fait, deux paramètres géométriques sont à considérer, à savoir le rayon longitudinal de la pince et sa rainure. Des essais expérimentaux réalisés sur différentes géométries de ces pinces ont montré que celles qui ont un rayon longitudinal important et une rainure profonde permettent de minimiser le risque de fissuration pour les conducteurs [40].

2.2 Analyse expérimentale de la fatigue des conducteurs

2.2.1 Analyse expérimentale à l'échelle globale

La complexité du problème de la fatigue des conducteurs implique le recours à des méthodes expérimentales pour pouvoir analyser le phénomène et comprendre ses mécanismes et ses effets. Dans ce contexte, plusieurs essais de fatigue ont été effectués sur des conducteurs et ils ont servis à :

- ✓ Déterminer leur durée de vie en fatigue ;
- ✓ Tracer leur courbe S-N (courbe de Wöhler) ;

- ✓ Évaluer leur déformée en flexion ;
- ✓ Étudier l'effet de certains paramètres (tension, angle à la sortie de la pince ...) sur leur endommagement en fatigue ;
- ✓ Localiser les zones critiques d'endommagement.

Deux types de montage sont utilisés pour la réalisation de ce type d'essais : les bancs à bielle et les bancs à résonance [2][19]. Bien que la répartition spatiale des ruptures obtenues sur les deux types de montage diffère, il a été prouvé que la manière de faire vibrer le conducteur dans les deux configurations expérimentales n'a pas une influence sur la réponse en fatigue du système pince/conducteur [41].

Banc à bielle

La configuration typique des bancs à bielle utilisés dans les essais de fatigue est présentée dans la Figure 2.17. Ce montage, appelé aussi banc à amplitude imposé, est composé principalement de deux actionneurs pneumatiques auxquels sont fixés les deux extrémités du conducteur à tester, et d'un système bielle-manivelle monté sur la pince de suspension qui se trouve au centre de la portée. Les deux actionneurs pneumatiques ont pour rôle d'appliquer une tension statique au conducteur tandis que le mécanisme de bielle-manivelle permet d'exciter le conducteur à l'amplitude de vibration souhaitée à travers le déplacement vertical de la pince de suspension. Dans ce type de montage, la mesure de l'amplitude de vibration est assurée souvent à l'aide d'un transformateur linéaire de voltage installé sous le conducteur au point de référence de 89 mm du dernier point de contact de celui-ci avec la pince [41]. Le décompte des cycles de vibration est fait par l'intermédiaire d'un capteur magnétique qui inscrit un signal à chaque tour de l'arbre d'entraînement excentrique [41]. Pour la détection des ruptures, celle-ci est effectuée grâce à une lamelle d'acier verticale attachée au conducteur et faisant face à un détecteur à effet Hall. Lorsqu'une rupture a lieu, le conducteur fait un mouvement de rotation longitudinal causant ainsi une rotation de la lamelle. Ce mouvement angulaire de la lamelle se traduit par son éloignement ou son rapprochement du détecteur à effet Hall. C'est ce mouvement relatif qui indique l'occurrence d'une rupture [41].

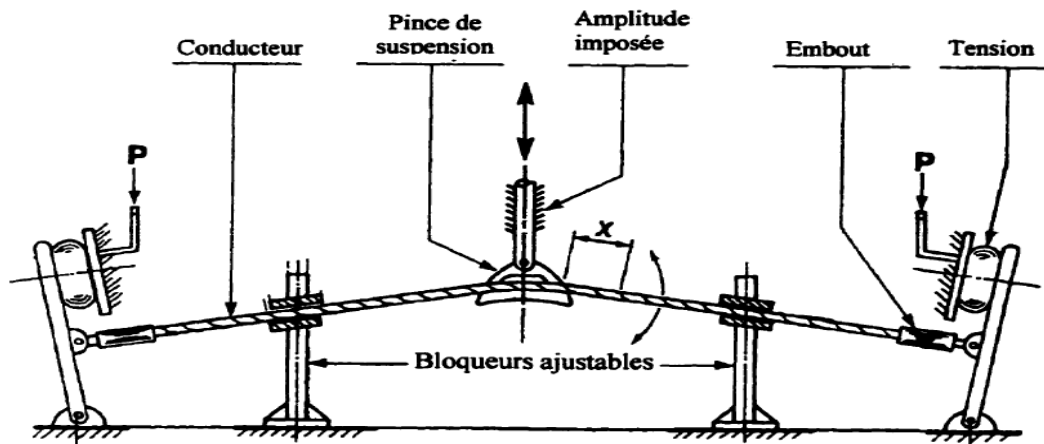


Figure 2.17 Schémas d'un banc à bielle
(Tiré de Dalpé [41])

Banc à résonance

Contrairement au banc à bielle, dans la configuration du banc à résonance (Figure 2.18) la pince de suspension n'est pas centrée par rapport à la portée du conducteur et la tension est appliquée au conducteur uniquement d'une seule extrémité à l'aide d'un tendeur pneumatique tandis que l'autre extrémité est encastrée à un tendeur à vis. Dans le côté opposé à la pince de suspension, un pot vibrant est installé pour imposer la vibration au conducteur [42]. L'amplitude de vibration est mesurée par l'intermédiaire d'un appareil de triangulation au laser et elle est contrôlée à l'aide d'un système d'asservissement qui commande le courant alternatif passant dans l'électro-aimant du pot vibrant. La détection des ruptures est assurée par le moyen du même système de lamelle d'acier et de détecteur à effet Hall que celui utilisé dans les bancs à bielle [42].

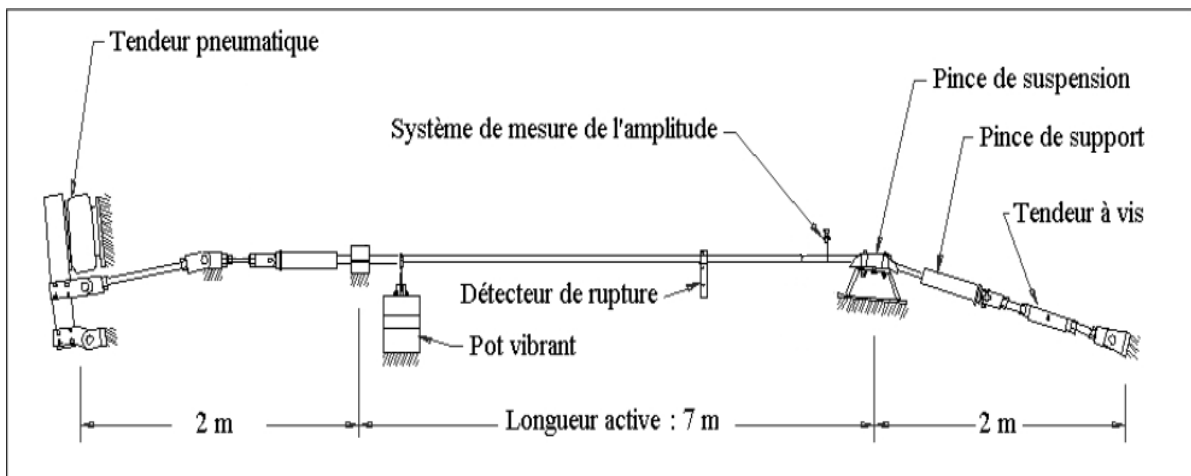


Figure 2.18 Schémas d'un banc à résonance
(Tiré de [42])

Procédure expérimentale

La démarche expérimentale adoptée pour la réalisation des essais de fatigue consiste tout d'abord à installer le conducteur sur le banc d'essai avec une flexion à la sortie de la pince de suspension suivant l'angle souhaité. Le conducteur est par la suite chargé sur deux étapes. La première étape consiste en un chargement statique qui commence par l'application d'une tension au conducteur suivi du serrage du sabot de la pince de suspension par l'intermédiaire de boulons en U. La deuxième étape de chargement est dynamique et elle consiste à mettre le conducteur en vibration par l'intermédiaire de l'excitateur électrodynamique (dans le cas du banc à résonance) ou par l'intermédiaire du mécanisme bielle-manivelle (dans le cas du banc à bielle) et à ajuster l'amplitude de vibration à l'aide du système de mesure de l'amplitude.

Quelques résultats de la littérature

Plusieurs travaux expérimentaux ont été menés sur ces deux types de bancs de fatigue. Les résultats de ces travaux ont permis de tracer les courbes de fatigue (S-N) et de déterminer les limites d'endurance de différents conducteurs de types ACSR [14]. En 1990, Cardou et al. [43] ont effectué des essais de fatigue sur les conducteurs ACSR Bersimis et ACSR Bersfort et ils ont constaté que la quasi-totalité des ruptures de brins était localisée entre le *KE* et le *LPC*. Ce même constat a été confirmé par Dalpé [41] d'une part et Zhou et al. [28] d'autre part, lors de leurs essais réalisés sur le conducteur ACSR Drake. Des résultats similaires ont été aussi obtenus par Lévesque [5] lors des essais de fatigue réalisés sur le conducteur ACSR Bersfort et la majorité des ruptures obtenues étaient enregistrées dans la couche externe du conducteur entre le *KE* et le *LPC*.

En 2003, Ouaki et al. [44] ont observé des marques d'usure au niveau des points de contact inter filaire radial entre le *KE* et le *LPC* à la suite d'essais de fatigue sur le conducteur ACSR Bersfort. En parcourant les points de contact du *KE* vers le *LPC*, ils ont constaté que ces marques d'usure deviennent de plus en plus étendues jusqu'à ce qu'elles couvrent complètement le point de contact prouvant ainsi la présence du régime de glissement total près du *LPC*.

Un autre résultat intéressant est celui obtenu par Zhou et al. [45] lors de leurs essais sur le conducteur ACSR Zebra. En effet, ces essais avaient pour objectif d'évaluer l'effet de la lubrification des couches du conducteur sur sa durée de vie en fatigue et ils ont montré que

l'utilisation du lubrifiant permet de réduire significativement les marques d'usure et de retarder la rupture des brins en fatigue.

En plus des conducteurs de type ACSR, Kalombo et al. [46] ont réalisé des essais de fatigue sur des conducteurs AAAC afin de comparer la résistance en fatigue de ces deux types de conducteurs. Bien que les brins formés d'alliage d'aluminium AA 6201-81 soient plus résistants que les brins en aluminium pur 1350-H19, les résultats de ces essais ont révélé que la résistance en fatigue des conducteurs de type ACSR est plus importante que celle des conducteurs de type AAAC.

Les essais de fatigue permettent non seulement de tester plusieurs types de conducteurs mais aussi d'étudier expérimentalement l'effet de la pince de suspension sur ces conducteurs. Paradis et Van Dyke [13] ont réalisé des essais de fatigue sur le conducteur ACSR Crow en assemblage avec une pince semi-rigide comportant des élastomères de forme conique à ses deux extrémités. Cette nouvelle conception de la pince de suspension a permis d'améliorer la durée de vie en fatigue du conducteur et d'augmenter sa limite d'endurance d'environ 60% par rapport à la pince métallique standard.

2.2.2 Analyse expérimentale à l'échelle locale

Les essais expérimentaux à l'échelle locale des brins constituent une méthode complémentaire aux essais de fatigues standards, précédemment décrits, pour la caractérisation de l'endommagement des conducteurs par fatigue et permettent d'étudier et de comprendre le phénomène du fretting de plus près. Deux techniques ont été employées dans ce contexte : les essais en flexion alternée et les essais en tension alternée.

Essai en flexion alternée

Les premiers essais de fatigue sur les brins de conducteur ont été mis en œuvre par Lanteigne et al. en 1986 [47]. Le concept du montage expérimental, schématisé dans la Figure 2.19, consiste à appliquer une tension statique au brin testé à l'aide d'une vis de chargement attachée à une cellule de charge et retenue par une poutre transversale. Ensuite, une déflexion alternée est appliquée au spécimen par le moyen d'un système bielle-manivelle. Dans l'autre extrémité, le brin est encastré et il s'appuie sur un support de sorte à simuler son contact avec un autre brin similaire (Figure 2.20). Lanteigne et al. [47] ont utilisé ce montage pour l'évaluation de la durée de vie en fatigue des brins d'aluminium constituant les conducteurs AAC et ACSR sous différentes amplitudes de flexion. Leurs essais ont permis de tracer la

courbe S-N de ces brins et d'observer de près l'évolution des fissures engendrées par le fretting. La même configuration du montage a été utilisée par Munaswamy et Haldar [48] pour la caractérisation de l'endommagement en fretting des brins de section trapézoïdale.

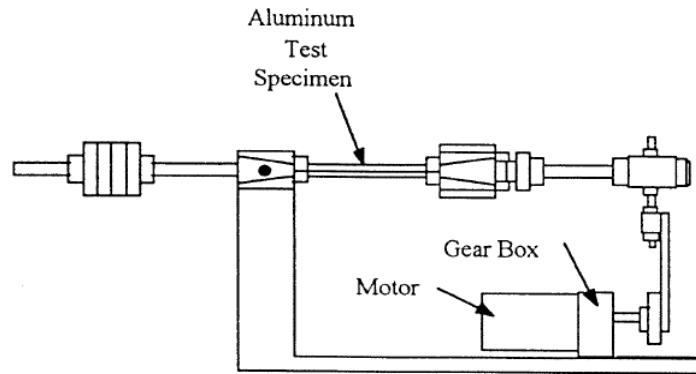


Figure 2.19 Schémas du montage à flexion alternée
(Tiré de Munaswamy et Haldar [48])

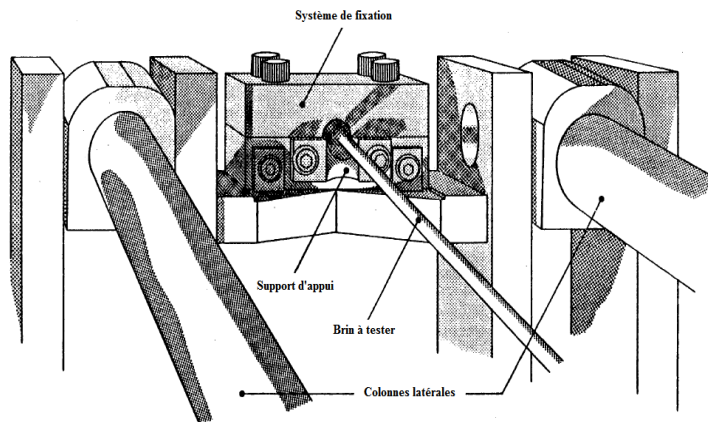


Figure 2.20 Système de fixation du brin testé
(Adapté de Lantaigne et al. [47])

Essai en traction alternée

Contrairement au concept précédent, les essais en traction alternée consistent, comme leur nom l'indique, à appliquer une tension alternée au brin testé au lieu de la déflexion alternée. Ainsi le brin reste tout au long de l'essai dans une position droite sans flexion. Il est encastré d'un côté et soumis de l'autre côté à un chargement axial par le moyen d'un vérin hydraulique. Au centre du spécimen, deux coussinets de contact viennent s'appuyer sur le brin en lui appliquant une force normale de contact (Figure 2.21). Wittkowsky et al. [49] ont mis en place ce montage pour pouvoir simuler les conditions locales de contact entre un brin et la pince de suspension et ils ont pu mesurer avec précision la force tangentielle de contact, le déplacement relatif induit par la tension alternée ainsi que le coefficient de frottement au niveau de la

surface de contact. Ouaki et al. [50] ont utilisé un montage similaire pour étudier de près la marque de contact entre un brin de la couche externe du conducteur et la pince de suspension. À la suite de plusieurs tests de fretting fatigue, ils ont constaté que la zone d'adhérence est affectée durant les premiers cycles de chargement avant que la surface de contact se stabilise. Leurs essais ont montré aussi que la zone de glissement est la zone la plus endommagée et elle est caractérisée par des débris de fretting.

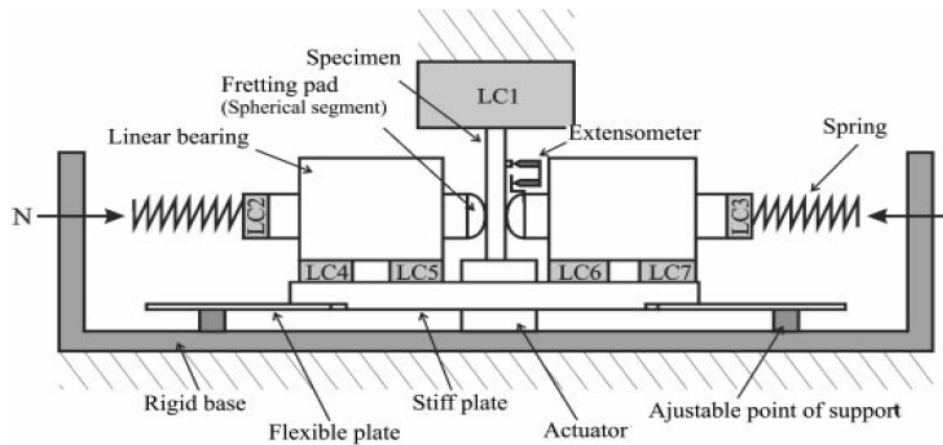


Figure 2.21 Schémas du montage à traction alternée
(Tiré de Wittkowsky et al. [49])

Les essais en traction alternée permettent non seulement de simuler le contact brin-pince mais aussi d'étudier le fretting fatigue survenant entre deux brins en contact. Said et al. [51] ont utilisé un montage à deux vérins hydrauliques qui permet d'appliquer le chargement de tension alternée ainsi que de contrôler la force tangentielle et le glissement relatif dans l'interface de contact entre les deux brins (Figure 2.22). En étudiant expérimentalement le contact entre deux brins en aluminium, ils ont découvert que l'augmentation de la force normale de contact, tout en gardant les autres paramètres constants durant les essais de fretting fatigue, conduit à un arrêt de la propagation de la fissure ce qui engendre un retardement et parfois l'annulation de la rupture en fretting fatigue. Un montage très semblable a été utilisé par Rocha et al. [52] pour réaliser des essais de fatigue pur et de fretting fatigue sur des brins en aluminium dans le but de calibrer une méthode de prévision de la durée de vie en fatigue de ces brins.

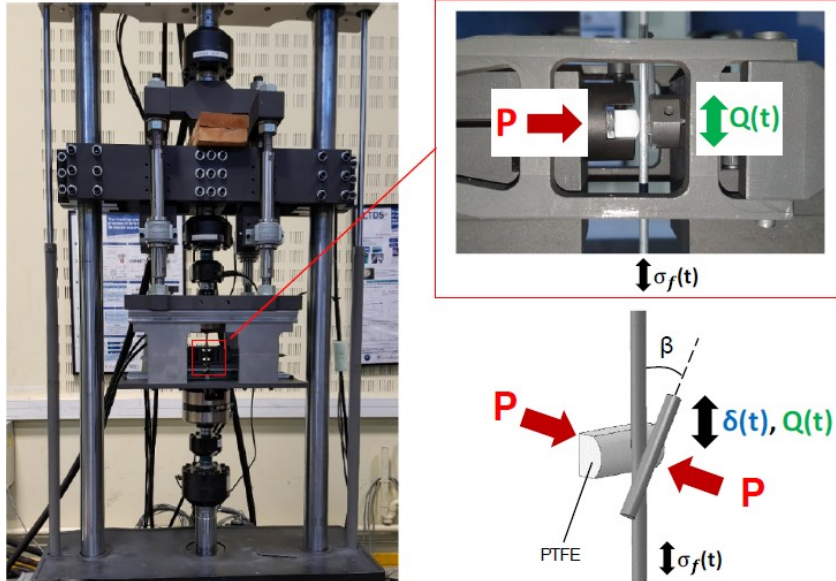


Figure 2.22 Plateforme de fretting fatigue à double vérin hydraulique
(Tiré de Said et al. [51])

Conclusion

Bien que les essais de flexion alternée et de tension alternée permettent de comprendre de plus près le phénomène de fretting fatigue, ces deux techniques employées séparément dans les essais sur brins ne reproduisent pas précisément l'état réel du chargement subi par ceux-ci. En réalité et dans le contexte des conducteurs des lignes aériennes de transport d'électricité, les brins sont soumis à la fois aux deux contraintes alternées de tension et de flexion. Toutefois, aucune référence disponible dans la littérature n'a mis en place un montage permettant de combiner ces deux types de chargements alternés.

2.3 Analyse numérique de la fatigue des conducteurs

L'approche expérimentale étant coûteuse pour la caractérisation de la fatigue des conducteurs, le recours à la modélisation numérique comme un moyen complémentaire à l'expérimentation est nécessaire. La modélisation utilisant la méthode des éléments finis est largement employée dans l'ingénierie à travers plusieurs logiciels sophistiqués et elle permet de traiter des problèmes de complexité élevée tel que la fatigue des conducteurs.

2.3.1 Modélisation des conducteur aériens

Modélisation par des éléments solides

La géométrie tridimensionnelle toronné des conducteurs aériens impose leur modélisation par des éléments solides qui assurent une description plus réaliste de toutes les formes de

déformations qui peuvent avoir lieu dans ce type de structure. Le modèle d'un toron simple, formé d'un brin noyau et de 6 brins constituant la couche externe, élaboré par Jiang et al. [53] utilise ce type d'élément fini mais il se limite au niveau du chargement imposé aux charges axiales de tension et torsion et ne tient pas compte du chargement en flexion. Cette restriction au niveau de chargement a permis de profiter du caractère axisymétrique du problème pour alléger le modèle et le réduire à un seul brin externe ainsi que le secteur angulaire du brin central correspondant. Une modélisation complète de tous les brins a été réalisée par Judge et al. [54] et par Qi [55] pour des conducteurs multicouches. Bien que cette approche de modélisation par élément solide permette de bien représenter les contacts inter filaires, son traitement est beaucoup plus long et plus coûteux et elle reste limitée au niveau de la longueur du conducteur à modéliser.

Modélisation par des éléments poutres

Une deuxième façon de percevoir la structure des conducteurs aériens permet de les modéliser autrement. En effet, la géométrie élancée des brins formant le conducteur permet de les discrétiser par des éléments poutres unidimensionnels. Nawrocki et al. [56] ont développé un élément de ce type qui peut être applicable directement aux solides toronnés. Ce type d'élément permet de tenir compte du glissement, du roulement et du pivotement d'un brin, mais cependant plusieurs hypothèses simplificatrices sont prises en considération, notamment l'élasticité du matériau et la négligence du cisaillement et des déformations induites aux points de contact. Baumann et Novak [57] ainsi que Schillai [35] ont aussi utilisé des éléments poutres pour la modélisation des conducteurs aériens sous chargement de tension et de flexion et leurs modèles ont permis respectivement de bien évaluer la rigidité de flexion du conducteur et de localiser de façon précise les zones critiques présentant un risque élevé à la rupture dans une configuration pince/conducteur.

Dans la même approche de modélisation, Lalonde et al. [34] a réussi à développer un modèle numérique de solide toronné en superposant des éléments poutres quadratiques à des éléments de contact ce qui permet de tenir compte de la traction et de la flexion ainsi que des interactions internes et locales entre les brins. Il a été prouvé que ce modèle est capable de décrire la déformée d'un conducteur en flexion et d'évaluer de façon suffisamment précise l'état de chargement local de chaque brin. Dans toute la suite, la modélisation d'une configuration d'attache pince/conducteur sera basée sur ce modèle de conducteur.

2.3.2 Modélisation du système pince/conducteur

Configuration du modèle

L'étude numérique du problème de l'endommagement en fatigue des conducteurs se focalise essentiellement sur la zone critique de l'endommagement c'est-à-dire au niveau de la pince de suspension. L'assemblage pince/conducteur est modélisé par un toron auquel est incorporée la géométrie de la pince de suspension. Le toron représentant le conducteur est formé de couches de brins où chaque brin est discrétisé par des éléments poutres quadratiques auxquels sont superposés des éléments de contact. Les éléments poutres tiennent compte de la flexion et de la traction tandis que les éléments de contact prennent en considération les contacts inter filaires radiaux et latéraux entre les différents brins. La pince de suspension quant à elle est modélisée par deux surfaces rigides représentant la gouttière et le sabot où chaque surface est discrétisée par des éléments surfaciques auxquels sont superposés des éléments de contact pour tenir compte du contact entre la pince et les brins de la couche extérieure du conducteur [4].

Performance du modèle

Le modèle de Lalonde et al. [4] constitue un outil numérique puissant dans la caractérisation de l'endommagement en fatigue des conducteurs aériens. En effet, ce modèle, tel que présenté dans la section précédente, permet de décrire le comportement d'un conducteur près de la pince de suspension en calculant la variation de la courbure et de la déformation en tout point de celui-ci. La performance du modèle réside principalement dans sa capacité à déterminer de façon précise les brins les plus sollicités et les plus susceptibles à la rupture en fatigue et à évaluer leur état de chargement local. Il est aussi à noter qu'à travers cet outil numérique, l'influence de plusieurs paramètres intervenant dans le problème de la fatigue des conducteurs peut être étudiée. En fait, le modèle dans sa configuration actuelle peut-être exploité pour l'évaluation de l'impact de la géométrie du conducteur et de celle de la pince de suspension sur la résistance en fatigue de l'assemblage. Il permet aussi d'étudier l'effet de la tension, de la pression de serrage de la pince, de l'angle à la sortie de la pince et bien d'autres paramètres sur l'endommagement des conducteurs en fatigue.

Validation du modèle

Le modèle a été validé en deux étapes à travers la comparaison des résultats des simulations numériques à ceux des essais expérimentaux disponibles dans la littérature. Tout d'abord, la

modélisation d'un conducteur ACSR Cardinal en flexion [34] a fourni des résultats comparables au comportement du conducteur mesuré expérimentalement par Papailiou [22]. Les simulations ont été faites pour différentes valeurs du coefficient de frottement inter-filaire et ont permis de conclure qu'un coefficient d'environ 0.5 décrit bien la déformée du conducteur par comparaison aux résultats expérimentaux.

Après la validation du modèle d'un conducteur simple, la géométrie de la pince de suspension a été intégrée et les essais de Lévesque [58] menés sur le conducteur ACSR Bersfort ont été reproduits numériquement. Les résultats de cette simulation étaient en corrélation avec ceux obtenus expérimentalement notamment en ce qui concerne les déformations locales des brins près de la pince qui étaient mesurées à l'aide de jauges de déformation collées sur certains brins [58]. Un autre résultat intéressant à mentionner est que la zone la plus sollicitée en fatigue est localisée à la sortie de la pince de suspension et englobe les brins de la couche externe se trouvant en contact avec la gouttière ce qui est en cohérence avec les résultats des essais de Lévesque [5] où les premières ruptures de brins ont eu lieu dans cette zone.

CHAPITRE 3

DÉFINITION DU PROJET DE RECHERCHE

Dans le chapitre précédent il a été question de présenter l'état de l'art du phénomène de l'endommagement en fatigue des conducteurs aériens ainsi que les travaux réalisés en amont de ce projet. Dans ce chapitre, le projet de recherche sera défini avec une formulation plus détaillée qui comporte la présentation de la problématique constituant le point de départ de ce projet, les objectifs qui en découlent et la méthodologie proposée pour les atteindre.

3.1 Problématique

Le vieillissement du réseau de transport d'électricité conduit à sa dégradation à travers le temps ce qui présente une préoccupation très importante pour la maintenance des lignes. Ce projet de recherche a pris donc naissance à partir du besoin des partenaires industriels, Réseau d'Électricité de France (*RTE*) et Hydro-Québec (*HQ*), de concevoir des structures plus optimales du point de vue résistance des conducteurs en fatigue et de prédire la durée de vie résiduelle des conducteurs déjà en place. Comme cela a été présenté dans le chapitre précédent, le problème de l'endommagement en fatigue des conducteurs est relativement bien traité à l'échelle globale que ce soit d'un point de vue numérique ou expérimental. En fait, le modèle numérique d'un assemblage pince/conducteur développé par Lalonde et al. [4] prend en considération la mécanique de contact dans un solide toronné et fournit ainsi une description plus réaliste des conditions de sollicitations locales des brins en termes de contrainte et de déformation en tout point du conducteur, ce qui permet par conséquent de localiser les zones critiques susceptibles à la rupture.

La modélisation numérique globale d'un système pince/conducteur permet certes de mieux comprendre un tel phénomène complexe de plus près mais à elle seule n'est pas capable de fournir les résultats souhaités en termes de résistance des conducteurs en fatigue et de leur durée de vie à la rupture. En plus, les essais de fatigue dans leur configuration actuelle, à savoir des essais destructifs sur des portées de conducteurs, sont très coûteux que ce soit de point de vue moyens techniques ou encore temps de réalisation. En outre, ces essais dont les résultats sont disponibles dans la littérature restent limités et ne représentent pas bien l'ensemble des conducteurs utilisés par les gestionnaires de réseaux et encore moins la diversité des pinces de suspension maintenant installées sur les lignes. Il est donc nécessaire

qu'une étude complémentaire à l'échelle locale des brins soit développée. Une telle approche appliquant expérimentalement les conditions locales de chargements, déterminées numériquement, sur un brin isolé permettra d'une part, d'évaluer l'effet de chaque paramètre que ce soit géométrique, mécanique ou encore de chargement (pression de serrage de la pince, tension, amplitude de flexion, etc.) sur la résistance en fatigue du conducteur, et d'autre part, de fournir un outil complémentaire moins coûteux aux essais de fatigue standards.

L'originalité de ce projet de recherche réside donc dans la réponse à la question de recherche formulée comme suit :

Comment peut-on évaluer la résistance en fatigue des conducteurs aériens de transport d'électricité par le couplage d'une approche numérique à l'échelle globale du conducteur et d'une approche expérimentale à l'échelle locale d'un brin ? Autrement dit, est-ce possible de développer une nouvelle méthode combinant les deux outils numérique et expérimental pour la détermination de la durée de vie en fatigue de ces conducteurs ?

3.2 Objectifs du projet

L'objectif principal de ce projet de recherche est de développer une nouvelle méthode permettant d'évaluer la résistance en fatigue, exprimée en nombre de cycles à la rupture, des conducteurs aériens de transport d'électricité. Cette méthode utilisant le couplage d'une modélisation numérique détaillée de l'assemblage pince/conducteur et des essais de fretting fatigue sur des brins isolés constituera un outil efficace et moins coûteux pour l'estimation de la durée de vie en fatigue des conducteurs.

Afin d'atteindre cet objectif général, des objectifs spécifiques et intermédiaires sont définis et constitueront les grandes lignes de la réalisation de ce projet de recherche. Ces objectifs peuvent être présentés comme suit :

- ✓ Un premier objectif d'ordre expérimental qui consiste à concevoir et mettre en place un nouveau montage expérimental permettant de réaliser des essais de fretting fatigue sur des brins de conducteur et qui sera utilisé dans une étape préliminaire pour la caractérisation des propriétés de frottement aux interfaces de contact pince/conducteur ;
- ✓ Un deuxième objectif d'ordre numérique qui consiste à optimiser le modèle numérique de l'assemblage pince/conducteur développé par Lalonde et al. [4] à travers l'analyse

numérique de l'effet de certains paramètres sur le comportement en fatigue du conducteur ;

- ✓ Un troisième et dernier objectif qui fait le lien entre les deux premiers à travers l'exploitation du modèle numérique optimisé de l'assemblage pince/conducteur ainsi que le montage développé de fretting fatigue pour l'élaboration de la nouvelle méthode de couplage numérique/expérimental.

Le protocole expérimental proposé dans le cadre de ce projet de recherche constituera un moyen complémentaire aux essais de fatigue standard sur les conducteurs et sera un outil efficace pour les partenaires industriels dans la prise de décisions stratégiques concernant le développement de nouveaux assemblages pince/conducteur ou encore dans la réhabilitation des assemblages pince/conducteur déjà en place.

3.3 Méthodologie

La méthodologie proposée pour atteindre les objectifs fixés dans le cadre de ce projet de recherche est définie dans les chapitres 4 à 6 qui suivent et dont deux chapitres constituent des articles qui ont été soumis à des revues scientifiques pour publication. Un aperçu sur le contenu de ces chapitres est présenté dans cette section.

3.3.1 Chapitre 4 (Article 1)

Ce chapitre représente le point de départ du projet et il a été soumis comme premier article au journal scientifique *IEEE Transactions on Power Delivery*. Son contenu peut être résumé par les points suivants :

- ✓ Concevoir et mettre en place le nouveau montage expérimental dédié à la réalisation des essais de fretting fatigue sur les brins de conducteur ;
- ✓ Exploiter le montage développé dans une étude préliminaire pour la caractérisation des propriétés de frottement aux interfaces de contact brin-brin et brin-pince d'un assemblage pince/conducteur ;
- ✓ Évaluer le coefficient de frottement dans une configuration de contact linéique reproduisant les conditions réelles de fretting fatigue survenant entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension.

Dans ce chapitre, la caractérisation des propriétés de frottement à l'interface de contact brin-pince a été effectuée à travers la réalisation des essais à débattement variable sur des brins en aluminium 1350-H19 pour différentes valeurs de la force normale de contact. L'évolution de

la force tangentielle en fonction de l'amplitude du glissement ainsi que les critères de glissement disponibles dans la littérature ont été utilisés pour l'analyse des résultats et la détermination de la limite entre les deux conditions de glissement partiel et total. Pour compléter cette analyse, des essais à amplitudes de déplacement constantes ont aussi été réalisés, en balayant la plage de déplacement et en remplaçant le spécimen testé à chaque essai, et les marques de contact résultantes ont été observées au microscope optique. Les essais à débattement variable ont également été appliqués à la configuration de contacts brin-brin afin de comparer le comportement en fretting fatigue des brins testés dans les deux configurations de contact.

Les résultats de ce chapitre permettent de caractériser les conditions de glissement qui surviennent dans une interface de contact linéique dans le contexte de fretting fatigue ce qui constitue une étape préliminaire et nécessaire qui servira par la suite à bien contrôler les paramètres de chargement sur le montage expérimental lors des essais de fretting fatigue qui seront réalisés sur des brins isolés.

3.3.2 Chapitre 5

Le chapitre 5 est consacré au volet numérique et il constitue une étape préparatoire en vue de l'exploitation de la modélisation numérique du système pince/conducteur dans l'approche de couplage numérique/expérimental. Les travaux réalisés à cette étape visent à optimiser le modèle numérique développé par Lalonde et al. [4] à travers des analyses paramétriques. Les paramètres concernés par cette étude sont les suivants :

- ✓ Le comportement mécanique des brins du conducteur : un comportement élasto-plastique est intégré dans le modèle pince/conducteur pour assurer une reproduction plus réaliste du comportement des brins dans la structure complexe du conducteur ;
- ✓ Le nombre de cycle de chargement en flexion alternée : il fera l'objet d'une étude de sensibilité pour évaluer son effet sur le comportement en fatigue du conducteur ;
- ✓ Le coefficient de frottement : il sera ajusté selon les résultats obtenus dans le chapitre 4 pour avoir une représentation plus réaliste des interactions ayant lieu dans l'assemblage pince/conducteur ;
- ✓ La géométrie de la pince de suspension : Trois géométries seront modélisées pour quantifier le rôle de ce composant dans l'atténuation du risque de rupture en fatigue du conducteur.

Cette étude paramétrique a été faite sur l'assemblage formé par le conducteur ACSR Bersfort et la pince métallique standard. La stratégie de modélisation du système pince/conducteur développée par Lalonde et al. [4] a été exploitée dans cette étude en se focalisant à chaque fois sur l'un des paramètres cités précédemment. Pour chaque paramètre, les simulations numériques ont été réalisées sur le logiciel *ANSYS* pour différentes valeurs de l'amplitude de vibration Y_b . Le post-traitement consiste à extraire les valeurs des contraintes moyenne et alternée en tous point du conducteur ainsi que les données relatives au contact entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension. Ces données ont été par la suite analysées pour caractériser le comportement en fatigue du conducteur ACSR Bersfort en interaction avec la pince de suspension.

3.3.3 Chapitre 6 (Article)

Le noyau du projet de recherche ainsi que la réponse à la question de départ sont principalement présentés dans ce chapitre qui constitue le deuxième article de cette thèse soumis au journal scientifique *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. La démarche conduisant vers la mise en place de l'approche de couplage numérique/expérimental est exposée en détail dans ce chapitre. Les grandes lignes de cette démarche sont illustrées dans les points suivants :

- ✓ La validation du montage expérimental à travers des essais de fretting fatigue en chargement uniaxial de tension ;
- ✓ La réalisation des essais de fretting fatigue sous un chargement biaxial de tension et flexion équivalent au chargement uniaxial pour l'évaluation de l'effet de la composante flexion sur la durée de vie en fretting fatigue des brins testés ;
- ✓ L'exploitation du modèle numérique optimisé du système pince/conducteur pour l'identification du point critique en fatigue et l'extraction de ses conditions locales de chargement ;
- ✓ La réalisation des essais de fretting fatigue sous le chargement biaxial de tension et flexion déterminé numériquement et la comparaison des résultats obtenus avec ceux des essais de fatigue, réalisés sur l'assemblage pince/conducteur étudié, pour la validation de l'approche.

Le travail réalisé dans ce chapitre est basé sur les résultats des deux chapitres précédents. Les propriétés de frottement déterminées dans le chapitre 4 ont permis de maîtriser les essais de

fretting fatigue, et le modèle optimisé dans le chapitre 5 de l'assemblage pince/conducteur a été exploité pour l'identification du point critique en fatigue et l'extraction de ses conditions locales de chargement. Tout d'abord, des essais préliminaires de fretting fatigue en chargement uniaxial de tension ont été réalisés pour la validation du nouveau montage expérimental. Ces essais ont permis entre autres d'étudier l'effet de la force normale de contact sur la durée de vie en fretting fatigue des brins testés. Ensuite, des essais de fretting fatigue en chargement biaxial équivalent de tension et flexion ont été effectués pour évaluer l'impact de la composante flexion sur la résistance en fatigue des brins. Finalement, la méthode du couplage numérique/expérimental a été mise en place à travers l'application des chargements déterminés numériquement à partir du modèle pince/conducteur sur des brins isolés à l'aide du banc de fretting fatigue. Pour valider cette nouvelle méthode, les résultats de ces essais ont été comparés à ceux des essais de fatigue réalisés sur le même assemblage pince/conducteur.

CHAPITRE 4

ÉVALUATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT À L'INTERFACE DE CONTACT BRIN-PINCE

4.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

- Amine Omrani : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil et de génie du bâtiment ;
- Lamine Dieng : directeur de recherche, Université Gustave Eiffel, Laboratoire des structures métalliques et à câbles ;
- Sébastien Langlois : professeur agrégé, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil et de génie du bâtiment ;
- Pierre Van Dyke : chercheur chargé de projet, Institut de Recherche d'Hydro-Québec.

État de l'acceptation: Accepté pour publication le 06 février 2021.

Revue: IEEE Transactions on Power Delivery.

Titre anglais: Friction Properties at the Contact Interfaces of Overhead Line Aluminium Conductors

Titre français: Propriétés de frottement aux interfaces de contact des conducteurs aériens en aluminium

Résumé

Les conducteurs aériens peuvent subir des ruptures en fretting fatigue aux interfaces de contact avec les pinces de suspension. Des études expérimentales récentes ont été menées sur des brins individuels pour comprendre le phénomène de fretting fatigue. Cependant, la majorité des résultats disponibles concernent la configuration de contact brin-brin, tandis que peu

d'intérêt a été porté à la configuration de contact brin-pince, qui est généralement une interface critique pour la fatigue des conducteurs. Un nouveau banc d'essai expérimental destiné à réaliser des essais de fretting fatigue sur des brins individuels de conducteurs aériens est utilisé pour étudier les configurations de contact brin-pince et brin-brin. Des tests à débattement variable sous différentes forces de contact normales ont été effectués sur des brins d'aluminium 1350-H19 pour les deux types de contact. Les résultats expérimentaux ont montré une légère différence entre les configurations de contact étudiées en termes de valeurs de coefficient de frottement et d'amplitude de glissement de transition. Pour compléter cette analyse, des tests à amplitude de déplacement constant ont été réalisés en balayant la plage de déplacement et en remplaçant le spécimen testé pour chaque test. Les marques de contact résultantes sont observées au microscope optique et une bonne corrélation est trouvée entre les deux types de tests en termes de coefficient de frottement et d'amplitude de glissement de transition. Cette étude a permis de caractériser les conditions de glissement du contact brin-pince dans le contexte du fretting fatigue des conducteurs en aluminium et constitue une étape importante dans le développement d'une méthode pour évaluer la résistance en fatigue des conducteurs à l'aide d'essais de fretting fatigue sur une configuration de contact brin-pince.

Abstract

Overhead conductors may undergo fretting fatigue failures at contact interfaces located at or near the suspension clamps. Some recent experimental studies were carried out on individual wires to understand the fretting fatigue phenomenon. However, the majority of the available results are for the wire-to-wire contact configuration, while little interest has been brought to the wire-to-clamp contact configuration, which is typically a critical interface for conductor fatigue. A new experimental test bench intended to perform fretting fatigue tests on individual strands of overhead conductors is used to study the wire-to-clamp and the wire-to-wire contact configurations. Variable displacement amplitude (VDA) tests under different normal contact forces were carried out on 1350-H19 aluminium wires for both contact types. The experimental results showed a slight difference between the studied contact configurations in terms of the friction coefficient values and the transition sliding amplitude. To complete this analysis, constant displacement amplitude (CDA) tests were carried out sweeping the displacement range and replacing the tested specimen for each test. The resulting contact marks are observed using an optical microscope and a good correlation is found between both

types of tests in terms of friction coefficient and transition sliding amplitude. This study allowed characterizing the sliding conditions of wire-to-clamp contact in the context of fretting fatigue of aluminium conductors and is an important step in the development of a method to evaluate the fatigue life of conductors using fretting fatigue tests of individual wire-to-clamp contacts.

4.2 Introduction

Overhead conductors, the main component of the electric transmission lines, are designed for a primary function of conducting electricity in a dispersed network facing a wide array of climatic and environmental conditions. The knowledge of their mechanical behaviour and their performance over time is of a paramount importance to avoid their failures and to maintain the energy transmission. Fatigue failures of overhead conductors occurs mainly at the suspension clamps where their motion is constrained [14]. Experimental studies done on ACSR (Aluminium Conductor Steel Reinforced) conductors have shown that the majority of the strand failures are located between the keeper edge (KE) and the last point of contact (LPC) between the conductor and the clamp [28][41][43]. Fatigue tests carried out by Lévesque [5] on ACSR Bersfort conductor have shown that in most cases the first strand failure is observed in the external layer of the conductor which is in contact with the suspension clamp. Similar results were also obtained on AAAC (All Aluminium Alloy Conductor) conductors when submitted to fatigue tests [59] which prompts us to focus on this particular area. Steier et al. [60] experimentally investigated the clamp/conductor contact through the study of the effect of the surface coating on the fretting fatigue life of the ACSR Ibis conductor. The application of chromium nitride coating to the suspension clamp surface made it possible to enhance the lifetime of the conductor through reducing the friction coefficient in the contact interface and thus delayed the strands breakage. A numerical model of a clamp/conductor system developed by Lalonde et al. [4] allows extracting the local loading state, including the normal contact forces, of the contact points located in the critical zone of this assembly. This model was exploited in the present study to extract the values of the normal contact forces between KE and LPC. These forces were found between 20 N and 600 N for the wire-to-clamp contact points while they were in the range of 10 N to 1700 N for the wire-to-wire contact points, with around 90% of which were less than 500 N. A numerical model developed by Said et al. [36] has also shown that the values of this parameter varies between 0 N and 1500 N inside the suspension clamp and the majority of them are less than 500 N.

Some experimental studies performed on individual wires [47-49][61] were carried out to understand the fretting fatigue phenomenon occurring between conductor strands. Numerical simulations were also conducted on ACSR [22] and AAAC [35] conductors to evaluate the

effect of the inter wire friction coefficient on the bending stiffness of these conductors. However, the majority of the available results are for the wire-to-wire contact configuration while little interest has been brought to the wire-to-clamp contact configuration which needs to be explored further to complete the missing piece in the understanding of the fatigue breaks of overhead conductors.

The fretting fatigue behaviour of two surfaces in contact is generally characterized by the sliding conditions which correspond to the analysis of the friction loop during a loading cycle and which are classified into two types: partial slip condition for which the friction loops have an elliptical shape and gross slip condition for which the shape of these loops becomes trapezoidal [32]. Based on the evolution over time of these conditions, three fretting regimes have been identified [32]. The first one is named partial slip regime in which the partial slip condition is maintained throughout the test duration. The second one is the gross slip regime corresponding to the presence of the gross slip condition during the whole test. When the sliding condition alternates between partial slip and gross slip conditions, the mixed slip regime, which is the third fretting regime, is then established [33].

This paper proposes the study of the wire-to-clamp contact configuration through carrying out variable displacement amplitude (VDA) tests on aluminium wires in contact with a fretting pad simulating the internal curvature radius of the standard metallic suspension clamp tested with the ACSR Bersfort conductor in reference [62]. The objective of this study is to determine the friction coefficient at the contact interface and to identify the transition sliding amplitude for this contact configuration for different values of the normal contact force. Although this paper does not deal directly with fretting fatigue tests on individual strands, the determination of the friction properties constitutes a preliminary step in the control of such tests since these parameters are involved in the construction of the friction loops which characterize the fretting fatigue behaviour of the surfaces in contact as explained previously. The analysis of the sliding behaviour is done through the application of sliding criteria available in literature and the interpretation of the tangential force evolution as a function of the sliding amplitude. In addition, the evolution of the contact marks and of the fretting loops were analysed to confirm the transition border between the partial slip condition and the gross slip condition for this contact configuration. VDA tests on wire-to-wire contact configuration

were also done in order to compare the fretting fatigue behaviour of the tested wires on both contact configurations.

4.3 Methodology

The determination of the different fretting regimes is required before starting carrying out fretting fatigue tests, which allows to have the control on the loading parameters leading to the establishment of the partial slip condition the most propitious to crack initiation and fretting fatigue failure of the tested wires. Fouvry et al. [63] have proposed three transition criteria to quantitatively identify the transition between the two sliding conditions (Figure 4.1):

- ✓ An energy ratio criterion defined as the ratio between the dissipated energy and the total energy input by the system ($A = \frac{E_d}{E_t} = \frac{E_d}{4.Q^*.\delta^*}$)
- ✓ A sliding ratio criterion considering the ratio between the aperture of the fretting cycle and the imposed sliding amplitude ($B = \frac{\delta_0}{\delta^*}$)
- ✓ A system free transition criterion independent of the system compliance of the testing device and coupling the two previous criteria ($C = \frac{A}{B} = \frac{E_d}{4.Q^*.\delta_0}$)

Where E_d and E_t are respectively the dissipated and total energy, Q^* is the amplitude of the tangential force, δ^* is the amplitude of the imposed sliding displacement and δ_0 is the aperture of the fretting cycle which corresponds to the value of the sliding displacement when the tangential force is zero.

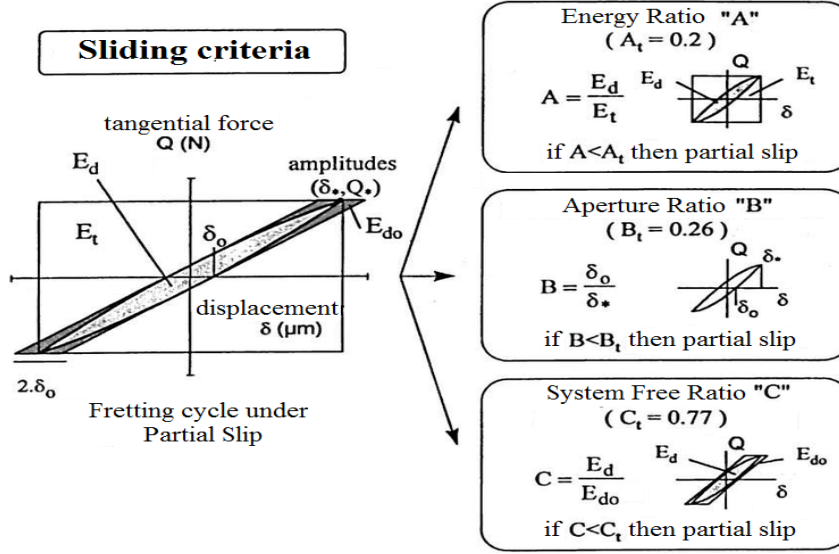


Figure 4.1 Quantitative parameters used to define the sliding conditions
(Tiré de Fouvry al. [32])

As assumed by Fouvry et al. [63], all of these criteria are independent of the mechanical and geometric properties of the contacting bodies, and their theoretical expression depends only of the ratio $\frac{Q}{\mu P}$. At the transition ($Q = \mu P$) a constant value is obtained for all of the defined criteria and it represents the limit between the partial slip and gross slip conditions ($A_t = 0.2$; $B_t = 0.26$; $C_t = 0.77$). The followed methodology in this study consists in carrying out experimental tests on individual wires and then applying these criteria to the experimental results in order to get a first estimation of the transition sliding amplitude which represents the limit between the partial slip condition and the gross slip one. To confirm this result, the evolution of the $\frac{Q^*}{P}$ ratio will be plotted as a function of the sliding amplitude (δ^*) which constitute another method that can be used to identify not only the transition sliding amplitude but also the friction coefficient at the transition point.

4.4 Experimental setup

The experimental setup used in this study is a fretting fatigue test bench developed at the Université de Sherbrooke in Canada. It is composed mainly of three hydraulic actuators equipped with a 5 kN load cell each, fixed on a rigid metallic table and connected to a hydraulic pump. A servo-hydraulic test system capable of cyclic loading frequencies up to 100 Hz is used to control the actuators.

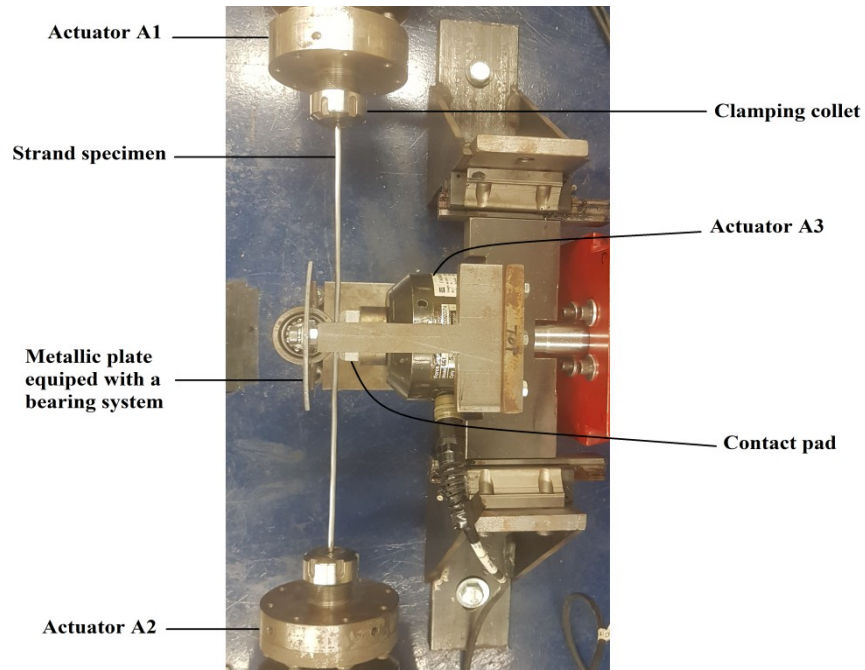


Figure 4.2 Fretting fatigue test bench composition

The aluminium wire specimen is attached to the axial actuators labeled as A1 and A2 by means of clamping collets as shown in Figure 4.2. The first one is used to apply the tension force on the tested specimen and the second one is used to control the displacement in order to adjust the tangential force and the micro-sliding in the contact interface. Although this setup allows the introduction of a bending force in the wire, the transverse actuator, labeled as A3, is strictly used in these tests to enable the application of a constant normal contact force. The local reproduction of the contact conditions is ensured through contact pads which are designed to be easily removable allowing the use of various pad geometries (Figure 4.3) without major adjustments. This makes it possible to reproduce a wide variety of fretting fatigue conditions involving those which occur at the conductor-clamp and the inter-wire contact points. Two types of contact pads were used in this study. They are manufactured on a numerically controlled machine-tool and they are installed on the transversal actuator via a mounting bracket. The first one (Figure 4.3(a)) reproduces the wire-to-clamp contact and is made of aluminium A356-T6 which is an alloy commonly used to manufacture suspension clamps. The contact surface of this pad has been machined so that to keep a similar roughness as that of the studied suspension clamp. The second one (Figure 4.3(b)), made of steel, allows the insertion of up to three wires identical to the tested specimen with a crossing angle of 30° and the fretting occurs between wires only without any contact with the pad in that case. Only

one wire was inserted for each test described hereafter. The normal contact force is applied to the tested specimen through a bearing system fixed to a metallic plate and attached to the transverse actuator by means of two bolts (Figure 4.4).

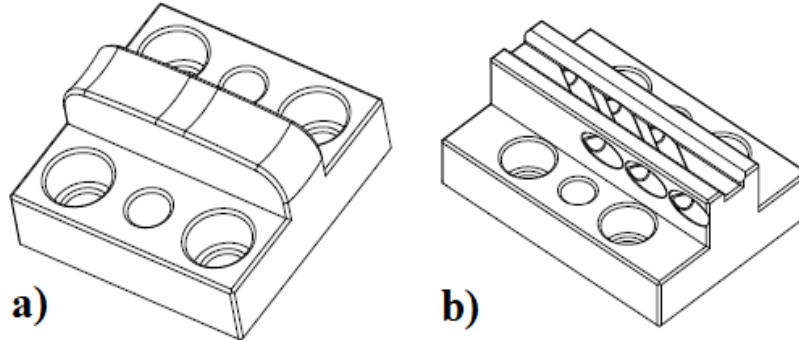


Figure 4.3 Contact pads for (a) wire-to-clamp and (b) wire-to-wire contact configurations

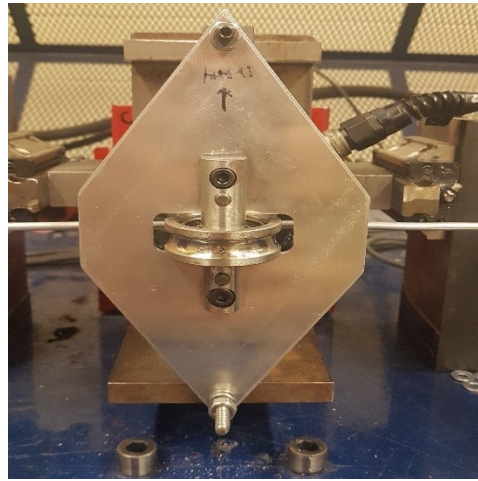


Figure 4.4 Bearing system set-up on the fretting fatigue rig

4.5 Studied parameters

Data acquisition is ensured through an MTS FlexTest Controller System that is connected to the three 5 kN load cells. This system allows the input of the loading parameters and the monitoring of their progress during the test. It also allows to record the number of loading cycles for each test and to follow the shape of the hysteresis loops in real time.

The load cells installed in this test setup assure an accurate measurement of the tension forces at both ends of the wire specimen as well as the normal contact force in the transverse direction. In addition to the induced forces on the conductor wire, the instantaneous displacement of each actuator is recorded by the controller system. The micro-sliding δ at the contact interface between the wire and the contact pad can be estimated from these

measurements as the mean value of the adjusted displacements of the axial actuators with respect to the elongation induced by the tension force at each side (eq. (4.1)). Note that there is a 180° phase shift between the adjusted displacements, which explains the use of a minus sign in eq. (4.1) instead of a plus sign. The tangential force Q can also be deduced as the difference between the tension forces applied at both ends of the tested specimen as indicated in eq. (4.2):

$$\delta = \frac{(d_{A1} - \Delta l_{A1}) - (d_{A2} - \Delta l_{A2})}{2} \quad (4.1)$$

$$Q = T_{A1} - T_{A2} \quad (4.2)$$

Where T_{A1} and T_{A2} are the tension forces, respectively, at the axial actuators A1 and A2, d_{A1} and d_{A2} are their measured displacements and Δl_{A1} and Δl_{A2} are the elongations at both ends of the tested specimen calculated using Hooke's law as shown in eq. (4.3) :

$$\sigma = E_a * \varepsilon \quad \longleftrightarrow \quad \frac{T_A}{S_a} = E_a * \frac{\Delta l_A}{(L - L_C)/2} \quad \longleftrightarrow \quad \Delta l_A = \frac{T_A * (L - L_C)}{2 * E_a * S_a} \quad (4.3)$$

Where L_C , L , E_a and S_a are respectively the length of the contact surface, the length of the specimen, its Young's modulus and its section area. The measurement of these two parameters makes it possible to follow their evolution and to adjust them in order to study the different fretting regimes.

4.6 Tests configuration

4.6.1 Variable displacement amplitude (VDA) tests

The principle of the VDA test is to gradually increase the sliding amplitude between the contacting bodies and to follow the evolution of the fretting cycles for a given normal contact force [64]. The increase in the sliding amplitude is done in increments long enough such that the shape of the cycle will be stabilized. These tests were done for the wire-to-clamp and wire-to-wire contact configurations in order to compare the fretting behaviour of the tested specimens in both configurations. A large range of the normal contact force was tested for the wire-to-clamp contact while only lower values of this parameter were tested for the wire-to-wire contact (Table 4.1). Values of normal forces above 125 N were not considered in the study because it was observed that due to the smaller contact area, the application of larger normal forces resulted in a modified geometry of the contact interface, which modified significantly to friction interface behaviour. Indeed, this geometric influence will lead to an overestimated coefficient of friction when increasing the normal contact force. The loading frequency was 24 Hz, which belongs to the characteristic frequency range of the aeolian

vibrations [7]. The number of cycles was fixed at 1000 cycles for each level, which allows to stabilise the fretting loop before increasing the sliding amplitude. All VDA tests were carried out on 1350-H19 aluminium wires with a length of 350 mm and a diameter of 4.24 mm.

Table 4.1 Variable displacement tests configuration

Contact configuration	Normal contact force P (N)
Wire-to-clamp	75 ; 100 ; 125 ; 150 ; 250 ; 375 ; 500
wire-to-wire	75 ; 100 ; 125

4.6.2 Constant displacement amplitude (CDA) tests

CDA test is a fretting fatigue test done at one level of the sliding amplitude for a fixed number of loading cycles. This type of test was performed, for the wire-to-clamp contact configuration, on 1350-H19 aluminium wires at different levels of the sliding amplitude using a new wire specimen for each sliding level. The applied normal contact force was $P=500$ N and the loading frequency was the same as for the VDA tests (24 Hz). The purpose of these tests is to observe the evolution of the contact marks, which represent another method for the determination of the transition point between the partial slip and the gross slip conditions based on the shape and the size of these marks.

For both tests' types, the experimental procedure consists in fixing both ends of the wire specimen at the axial actuators A1 and A2 so that the center of the wire coincides with the center of the contact pad as shown in Figure 4.2. Once the wire is fixed, the static tension T_0 is applied using the actuator A1, then the transverse actuator A3 is controlled in displacement until the contact pad attached to it comes into contact with the wire and so its force and displacement are set to zero. The last step before starting the dynamic test is to apply the normal contact force P on the wire by clamping the bearing system attached to the metallic plate.

4.7 Results and discussion

4.7.1 Wire-to-clamp contact configuration

Characterisation of the sliding conditions

Using the hysteresis loops

The evolution of the friction loops allows seeing the evolution of the sliding conditions during the test. Figure 4.5 shows an example of the progression of the hysteresis loops as a function

of the number of cycles for the VDA tests done on the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact force $P=375$ N. The sliding and tangential force values were determined using eq. (4.1) and eq. (4.2) respectively. In this figure, the change of shape of the hysteresis loops is zoomed in constituting a first estimation of the transition sliding amplitude δ_t between the partial slip and the gross slip conditions. Table 4.2 illustrates a range of value (identified in brackets) of this parameter for the different normal contact forces as deduced from the hysteresis loops. Results show that at low values of the normal contact force ($P \leq 150$ N) the transition sliding amplitude is slightly affected and its range of value is almost the same. However, it starts to increase progressively when the normal contact force reaches higher values ($P \geq 250$ N).

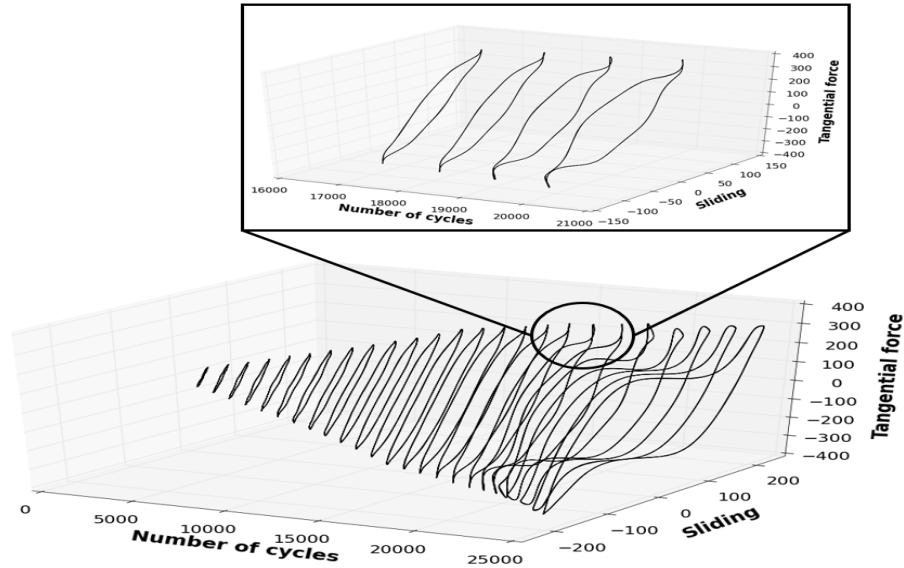


Figure 4.5 Hysteresis loops evolution for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact forces $P=375$ N

Table 4.2 Transition sliding amplitude range determined using the hysteresis loops

Normal contact force P (N)	δ_t (μm)
75	[17 ; 35]
100	[23 ; 48]
125	[28 ; 46]
150	[28 ; 40]
250	[60 ; 78]
375	[81 ; 90]
500	[96 ; 105]

Using the sliding criteria

The analysis of the fretting loops shape to determine the transition sliding amplitude remains a subjective means. Therefore, the use of the sliding criteria is important to better identify this parameter. For the linear contact configuration under the different normal contact forces, Figures 4.6, 4.7 and 4.8 illustrate respectively the evolution of the energy ratio criterion A, the sliding ratio criterion B and the system free transition criterion C with respect to the sliding amplitude. The comparison of the transition sliding amplitude deduced from these figures shows a good correlation between the different sliding criteria. The range of value of this parameter determined using the different sliding criteria are summarized in Table 4.3. These results are very close to the ones determined previously based on the hysteresis loops shape. This indicates that both methods are equivalent for the evaluation of this parameter.

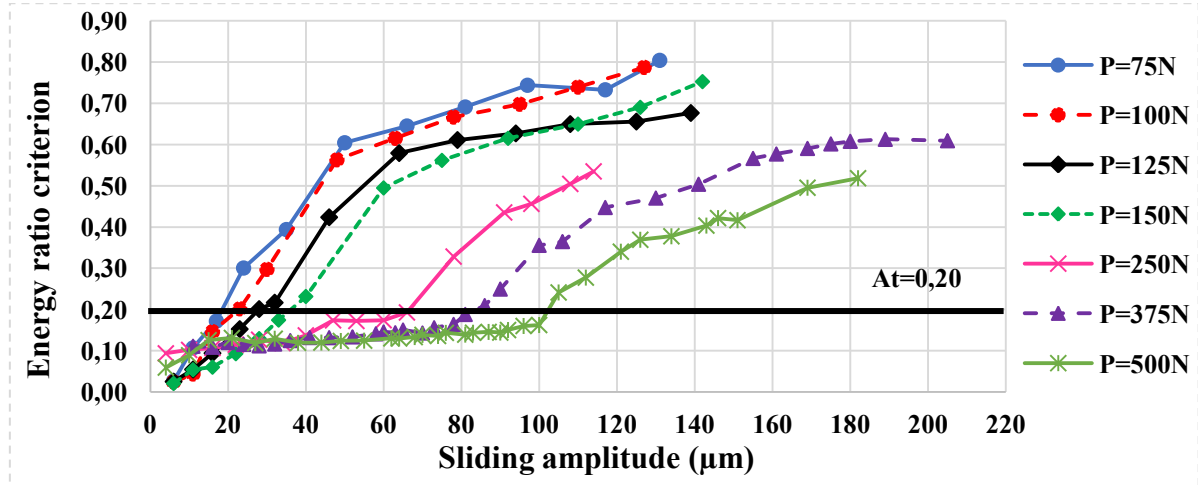


Figure 4.6 Evolution of the energy ratio criterion A for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces

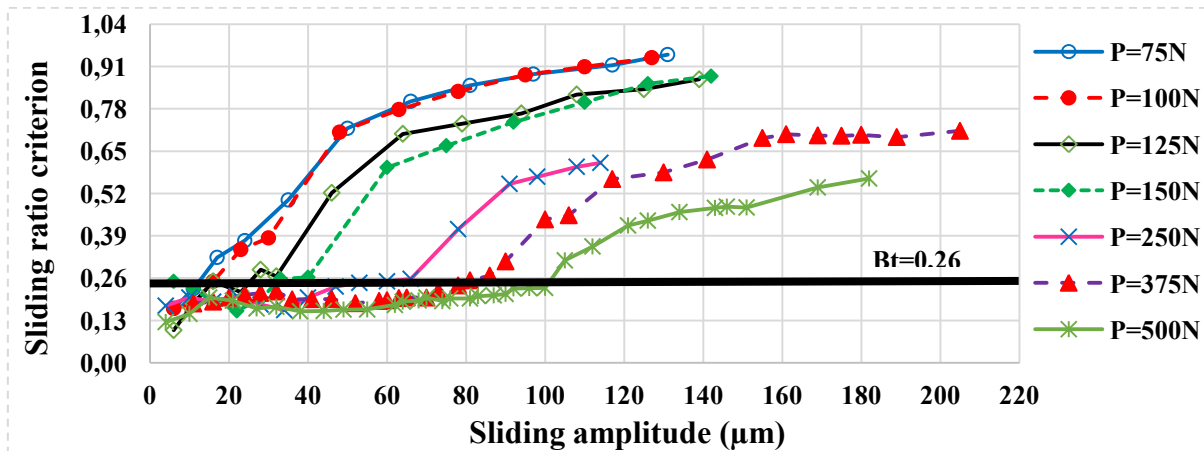


Figure 4.7 Evolution of the sliding ratio criterion B for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces

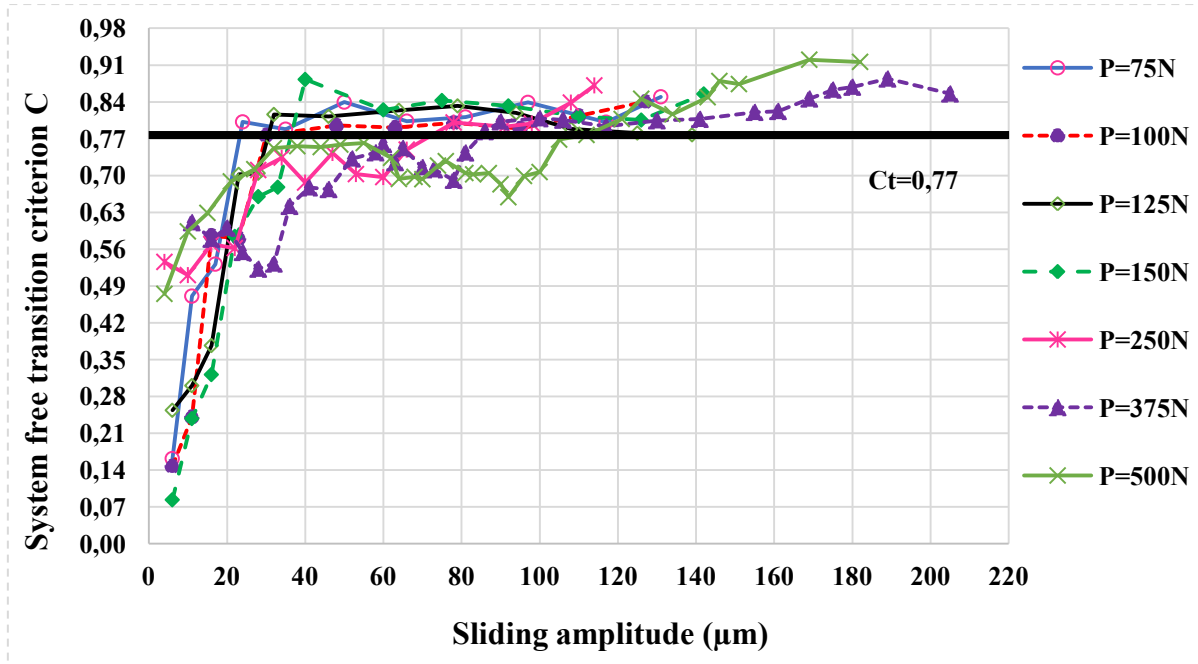


Figure 4.8 Evolution of the system free transition criterion C for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces

Table 4.3 Transition sliding amplitude range determined using the sliding criteria

Normal contact Force P (N)	δ_t (μm)		
	Criterion A	Criterion B	Criterion C
75	[17 ; 24]	[11 ; 17]	[17 ; 24]
100	[16 ; 23]	[16 ; 23]	[23 ; 30]
125	[23 ; 28]	[23 ; 28]	[28 ; 32]
150	[33 ; 40]	[28 ; 33]	[33 ; 40]
250	[66 ; 78]	[66 ; 78]	[66 ; 78]
375	[81 ; 86]	[81 ; 86]	[81 ; 86]
500	[100 ; 105]	[100 ; 105]	[100 ; 105]

Using the contact marks

The CDA tests were carried out, under the normal contact force $P=500$ N, at different levels of the sliding amplitude for 1000 cycles for each one. A micrograph of the resulting fretting marks is shown in Figure 4.9. At low sliding amplitudes ($\delta \leq 14 \mu\text{m}$) the contact mark has a linear shape and it corresponds to a stick contact condition. By increasing the sliding amplitude, the profile of the contact mark is converted into an elliptical shape characterized by a clear mark in the center of the contact area, where no relative motion between the specimen

and the pad would occur, surrounded by a dark mark representing the micro slip area. When reaching the sliding amplitude of 115 μm , the wear phenomenon begins to appear in the center of the contact area which indicates the transition from the partial slip condition to the gross slip one. At high sliding amplitudes ($\delta \geq 238 \mu\text{m}$) the whole contact area is subjected to the wear phenomenon and the gross slip condition is established.

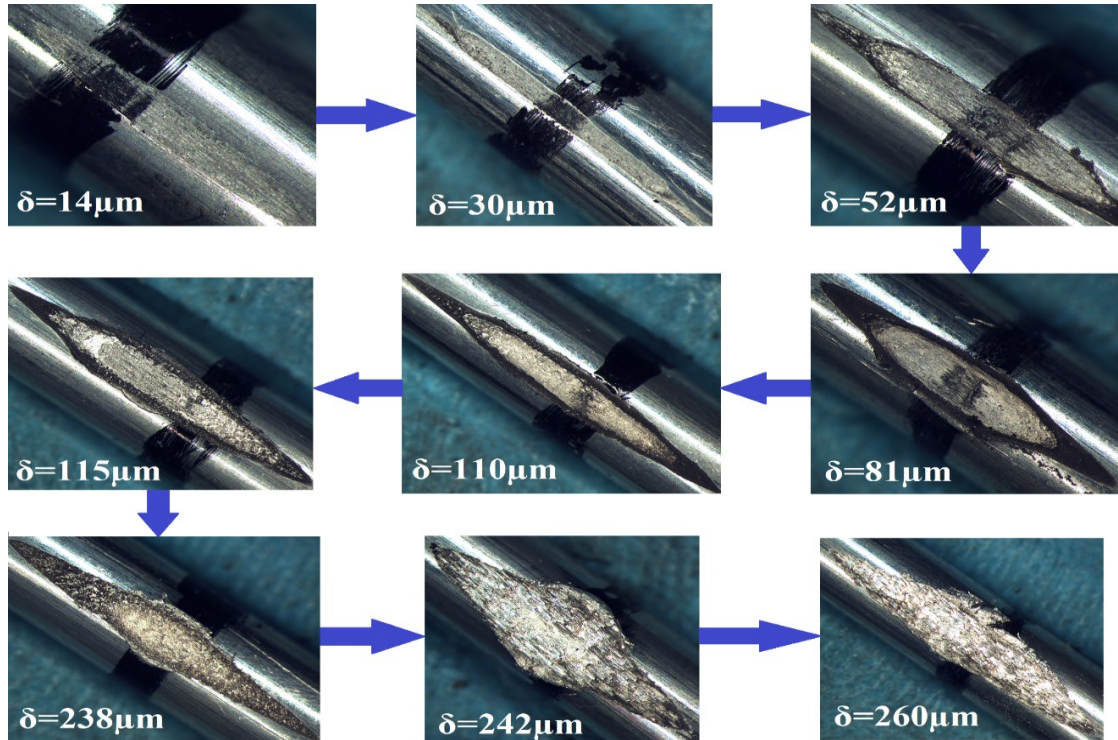


Figure 4.9 Evolution of the contact mark shape as a function of the sliding amplitude for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact force $P=500 \text{ N}$

The comparison of the different techniques (analysis of the hysteresis loops, analysis of the fretting marks and the sliding criteria) used to determine the boundary between the partial slip condition and the gross slip one for the wire-to-clamp contact configuration shows a good agreement especially with regard to the transition sliding amplitude.

Friction coefficients determination

The friction coefficient assessment is done through plotting the curve of the $\frac{Q^*}{P}$ ratio as a function of the sliding amplitude δ^* . As the normal contact force P is constant during the test, the tangential force amplitude Q^* linearly increases with the sliding amplitude indicating that the contact remains in partial slip condition. At the transition, the tangential force amplitude reaches a maximum value Q_t then it collapses before stabilizing, and the contact switches to the gross slip condition. The static friction coefficient μ_s is then obtained as the ratio between

the transition tangential force amplitude and the applied normal contact force ($\mu_s = \frac{Q_t}{P}$) while the dynamic friction coefficient μ_d is determined as the value of $\frac{Q^*}{P}$ ratio when it stabilizes.

To compare the effect of the normal contact force on the friction coefficients for the VDA tests, the $\frac{Q^*}{P}$ ratio is plotted as a function of the sliding amplitude for the wire-to-clamp contact configuration in Figure 4.10. As shown in this figure, the static friction coefficient appears to be practically unchanged with respect to the normal contact force and it remains almost constant and equal to 0.91 ± 0.03 . However, the dynamic friction coefficient for this contact configuration varies slightly between 0.6 and 0.7 with a mean value equal to 0.67 ± 0.04 depending on the normal contact force.

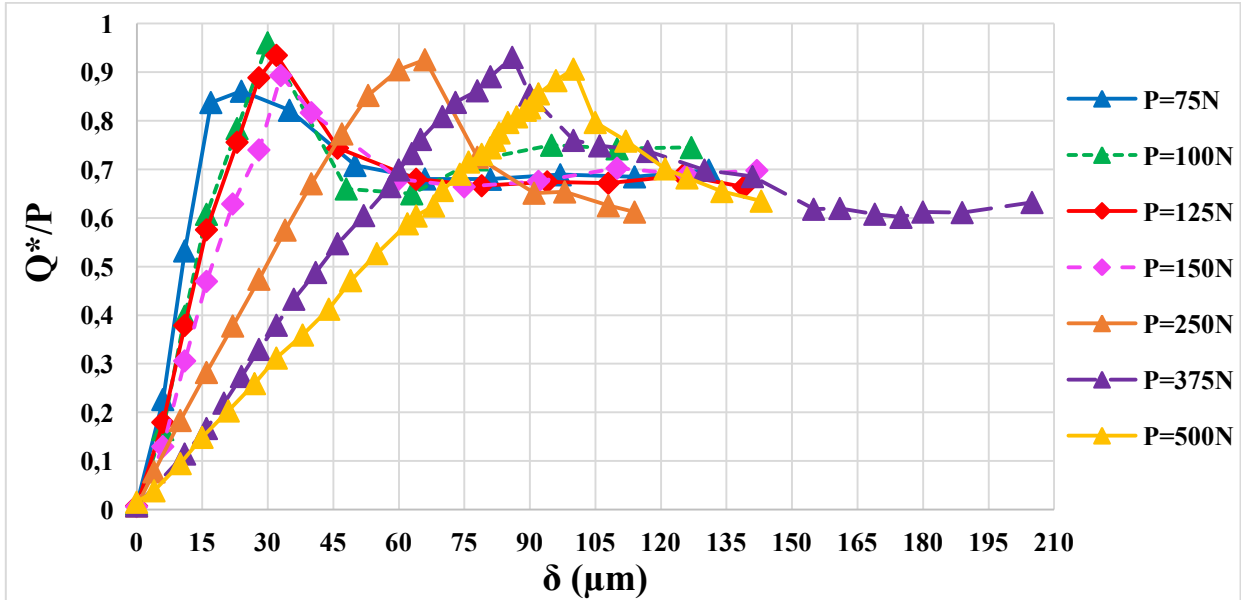


Figure 4.10 Evolution of the Q^*/P ratio for the wire-to-clamp contact configuration under the different normal contact forces

The comparison of the $\frac{Q^*}{P}$ ratio evolution as a function of the sliding amplitude between the VDA test and the CDA tests for the normal contact force $P=500$ N is plotted in Figure 4.11. Both test's types show the same slope for the first part of the curve which corresponds to the partial slip condition. For the CDA tests, the resulting static friction coefficient is equal to 0.90, which is very close to the one of the VDA test ($\mu \approx 0.91$). Unlike the static friction coefficient, the dynamic one resulting from the CDA tests is slightly greater compared to that obtained by the VDA test. This can be explained by the difference in the contact condition between both tests' types. In fact, for the VDA test, the damage created in the contact surface

is cumulated through the different sliding levels which generates an important modification of the contact conditions when the total slip condition is established. However, for the CDA tests the changing of the wire specimens for each level of the sliding amplitude leads to a new contact surface and therefore avoids the damage accumulation.

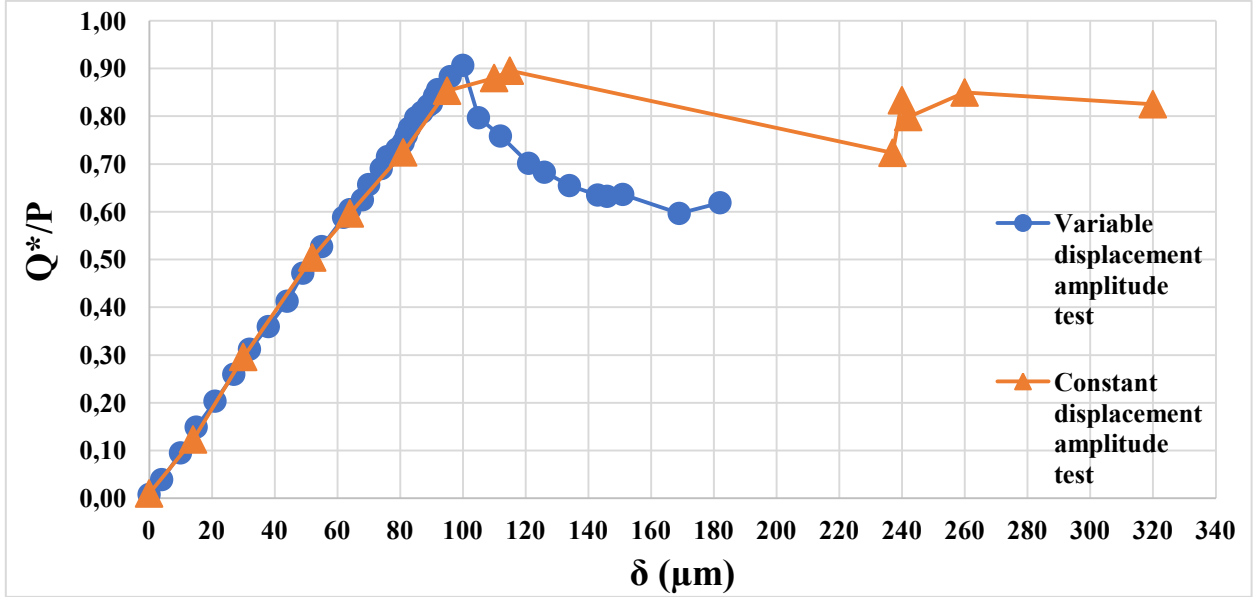


Figure 4.11 Comparison of the Q^*/P ratio evolution between the CDA tests and the VDA test for the wire-to-clamp contact configuration under the normal contact force $P=500\text{N}$

4.7.2 Wire-to-wire contact configuration

The $\frac{Q^*}{P}$ ratio evolution for the wire-to-wire contact configuration under the tested normal contact forces is plotted in Figure 4.12. As shown in this figure, the static friction coefficient is not affected with respect to the normal contact force and it remains almost constant and equal to 1.12 ± 0.03 which is slightly different from the wire-to-clamp results and consistent with the results found by Said et al. [36] for a similar contact configuration submitted to the same range of the normal contact force. The comparison of the dynamic friction coefficients of both contact configurations is illustrated in Figure 4.13. This parameter also presents comparable values between both contact configurations. It varies in the same range and its mean value is almost the same for both contact configurations ($\mu_d = 0.74 \pm 0.03$ for wire-to-wire contacts and $\mu_d = 0.67 \pm 0.04$ for wire-to-clamp contacts) which indicates that it is not affected by the type of contact.

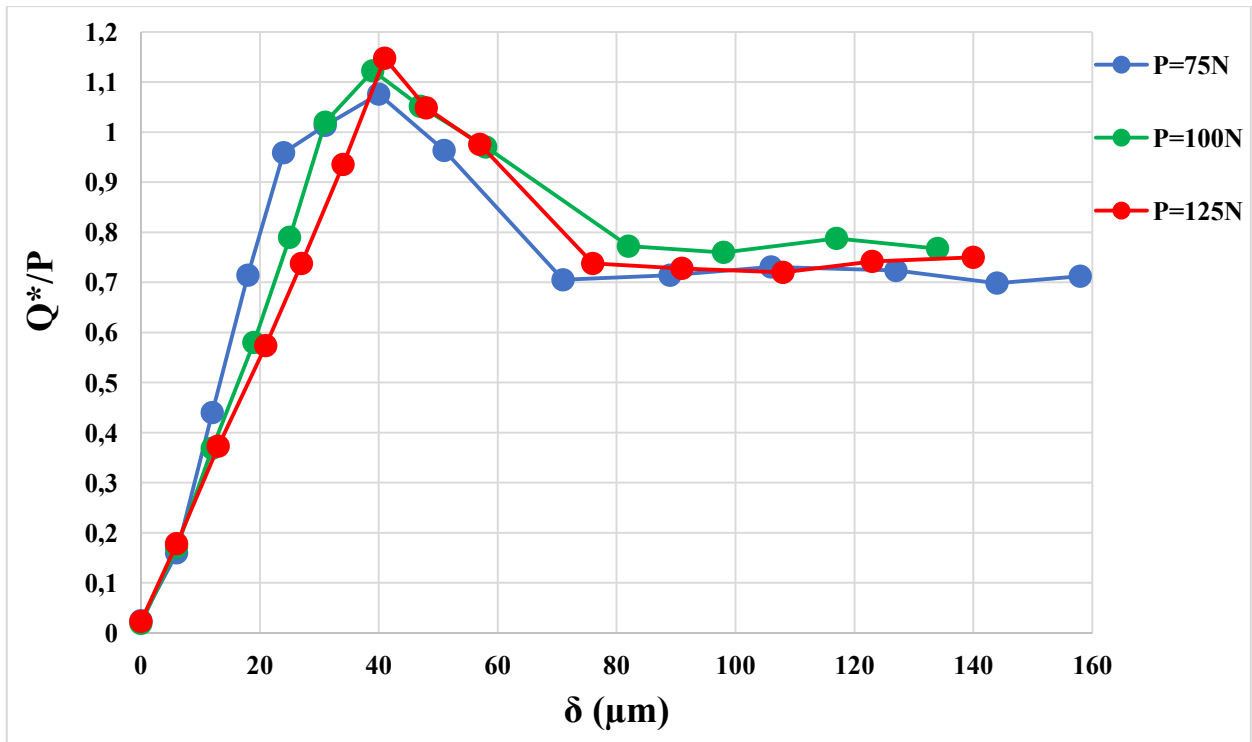


Figure 4.12 Evolution of the Q^*/P ratio for the wire-to-wire contact configuration under the different normal contact forces

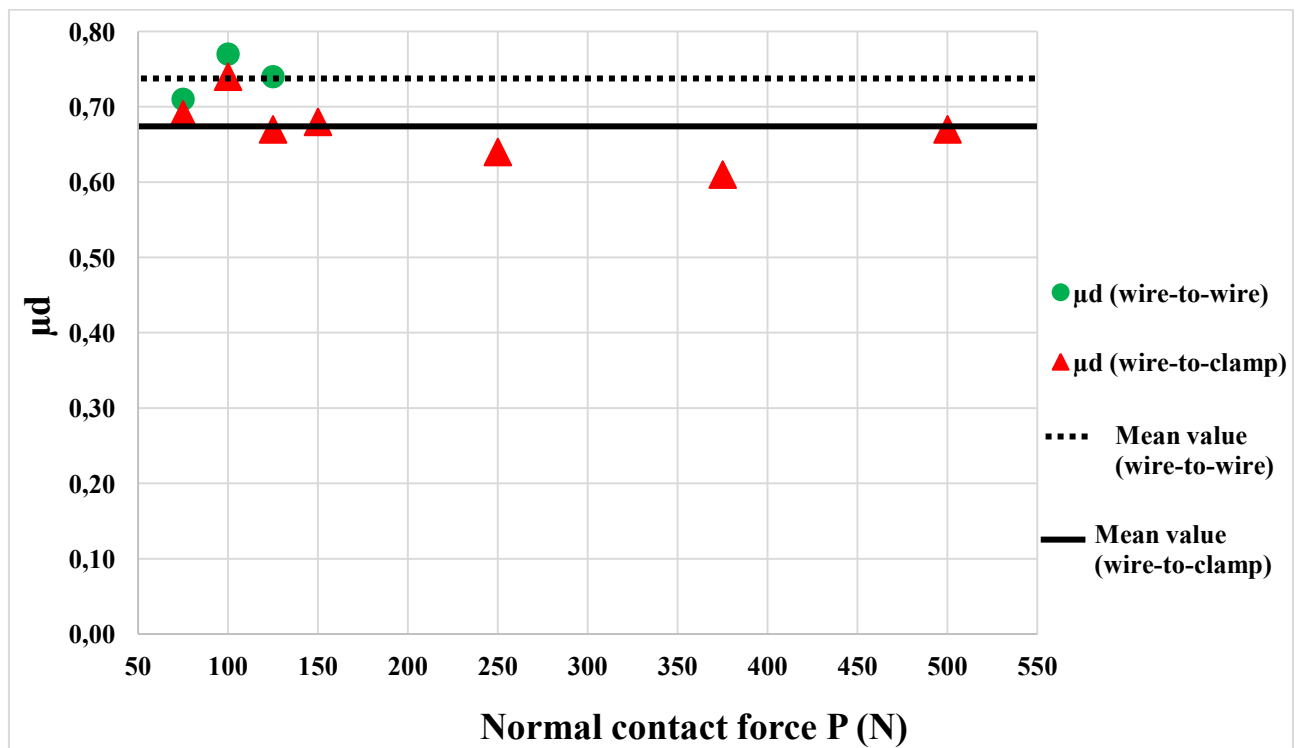


Figure 4.13 Comparison of the dynamic friction coefficient between the wire-to-wire and the wire-to-clamp contact configurations

4.8 Conclusion

The contact behaviour of aluminium wires in a linear contact configuration was studied in this paper. Variable displacement amplitude tests were done using an experimental test bench intended to perform fretting fatigue tests. The objective of these tests was to evaluate the friction coefficients and the transition sliding amplitude in the wire-to-clamp contact configuration in realistic clamp-conductor conditions. Different methods were used to identify these parameters and the obtained results show that the normal contact force amplitude does not have an influence on the static friction coefficient, but it can affect the transition sliding amplitude. As a complement to the variable displacement amplitude tests, constant displacement amplitude tests were as well carried out to analyse the evolution of the fretting marks of the linear contact configuration in regard to the sliding amplitude. The observation of these marks demonstrates a good correlation with the previous results and confirms the values obtained for the transition sliding amplitude. Variable displacement amplitude tests were also done on the wire-to-wire contact configuration in order to compare the contact behaviour of the tested specimens in both configurations. Results comparison reveals that both static and dynamic coefficients of friction are practically not affected by the normal contact force, but they are slightly different for the wire-to-wire contact compared to the wire-to-clamp contact. This study allows characterizing the sliding conditions of wire-to-clamp contacts in the context of fretting fatigue of conductors with external layers made of aluminium. This analysis was necessary for the development of fretting fatigue tests that target specifically this type of contact. Further developments are needed to evaluate the fatigue life of conductors with the use of individual wire-to-clamp fretting fatigue tests.

CHAPITRE 5

ANALYSE PARAMÉTRIQUE NUMÉRIQUE DU COMPORTEMENT EN FATIGUE DU CONDUCTEUR ACSR BERSFORT

L'approche du couplage numérique/expérimental proposée dans le cadre de ce projet de recherche fait appel dans son aspect numérique à la stratégie de modélisation par éléments finis du système pince/conducteur développée par Lalonde et al. [4]. Ce chapitre présente une étude paramétrique préliminaire qui vise à exploiter cette stratégie de modélisation pour évaluer l'effet de certains paramètres sur le comportement en fatigue du conducteur ACSR Bersfort dans son assemblage avec une pince métallique standard. Les paramètres étudiés sont le comportement mécanique des brins, le nombre de cycles de chargement en flexion alternée, le coefficient de frottement et la géométrie de la pince de suspension. Le modèle de Lalonde [4] dans sa configuration actuelle présente une certaine sensibilité à ces paramètres. Ainsi, les résultats de cette analyse permettront d'optimiser la configuration du modèle en question qui sera utile par la suite dans la détermination du point critique en fatigue.

Dans ce chapitre un aperçu de la configuration du modèle numérique pince/conducteur de référence sera tout d'abord présenté avant d'exposer les paramètres étudiés et d'analyser leur effet sur le comportement en fatigue du conducteur ACSR Bersfort.

5.1 Configuration du modèle numérique pince/conducteur

Le système pince/conducteur considéré dans le cadre de cette étude est formé du conducteur ACSR Bersfort et de la pince métallique standard qui sont installés sur une grande partie du réseau des lignes aériennes de transport d'électricité au Québec. Cet assemblage a fait l'objet d'une série d'essais de fatigue au *GREMCA* [5] durant lesquels les ruptures enregistrées ont eu lieu dans un intervalle de -23 mm à +10 mm par rapport au dernier point de contact (DPC) du conducteur avec la pince, et la majorité d'entre-elles étaient dans la partie inférieure de la couche externe du conducteur en contact avec la gouttière. L'assemblage de ces deux composants est modélisé numériquement à l'aide du langage de script *Mechanical APDL* (*ANSYS Parametric Design Language*) du logiciel *ANSYS* en se basant sur la stratégie de modélisation par éléments finis développée par Lalonde et al. [4].

5.1.1 Modèle numérique du conducteur

Le conducteur ACSR Bersfort est un conducteur bimétallique constitué de deux couches de brins en acier qui forment son âme, entourées par trois couches de brins en aluminium (Figure 5.1). Le Tableau 5.1 illustre les propriétés mécaniques et géométriques de ce conducteur et des différentes couches qui le forment. Les brins du conducteur sont modélisés par des éléments poutre quadratiques (BEAM189) ayant une longueur de 10 mm. Ces éléments sont formés par 3 nœuds ayant 6 degrés de liberté chacun. Les contacts inter filaires sont prises en considération dans ce modèle en superposant aux éléments poutre des éléments de contact linéiques de même longueur couplés par paire maître-esclave (TARGE170-CONTA177). L'interaction entre ces éléments est gérée par l'algorithme de contact de pénalité qui permet de prévenir la pénétration entre les différents brins [4].

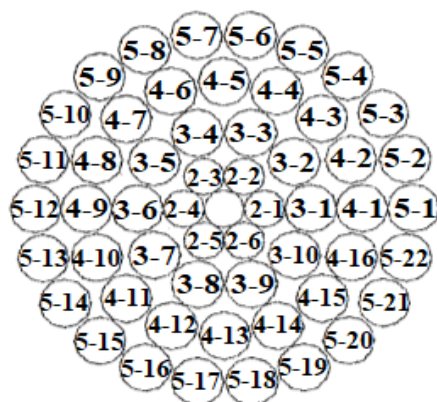


Figure 5.1 Section du conducteur ACSR Bersfort

Tableau 5.1 Propriétés mécaniques et géométriques du conducteur ACSR Bersfort

Nombre de brins par couche	
- Couche 1	1
- Couche 2	6
- Couche 3	10
- Couche 4	16
- Couche 5	22
Diamètre des brins d'acier (mm)	3.32
Diamètre des brins d'aluminium (mm)	4.27
Module d'Young des brins d'acier (GPa)	206.8
Module d'Young des brins d'aluminium (GPa)	69
Coefficient de poisson des brins d'acier	0.3
Coefficient de poisson des brins d'aluminium	0.33
Résistance à la traction nominale [RTS] (kN)	180

5.1.2 Modèle numérique de la pince de suspension

La pince de suspension considérée dans cette étude est la pince métallique standard dont les propriétés mécaniques et géométriques sont présentées dans le Tableau 5.2. Les deux parties de la pince de suspension (gouttière et sabot) sont modélisées par des éléments surfaciques rigides de longueur moyenne 2.5 mm. Les interactions entre la couche externe du conducteur et la pince sont gérées par des éléments de contact ligne-à-surface (CONTA177-TARGE170) considérant la pince comme une surface rigide et utilisant le même algorithme de contact de pénalité que celui implémenté pour les contacts inter filaires [4].

Tableau 5.2 Propriétés mécaniques et géométriques de la pince de suspension

Module d'Young (GPa)	69
Coefficient de poisson	0.33
R_{Gi} : rayon de courbure interne de la gouttière (mm)	17.8
R_{Ge} : rayon de courbure externe de la gouttière (mm)	330
R_{Si} : rayon de courbure interne du sabot (mm)	18
R_{Se} : rayon de courbure externe du sabot (mm)	40

5.1.3 Conditions de chargement

Afin de reproduire correctement la procédure expérimentale adoptée par Lévesque [5] dans le modèle numérique, la portée du conducteur a été fixée à 1600 mm de sorte à éviter l'effet des conditions aux limites. L'application des chargements peut être résumée en quatre principales étapes (Figure 5.2). Tout d'abord une tension statique T_0 est appliquée du côté passif du conducteur suivant l'angle de déflexion passif β_p tout en gardant le côté actif fixe. Ensuite, l'extrémité passive est bloquée, en remplaçant les forces qui lui ont été appliquées par les déplacements résultants, et l'extrémité active est libérée pour lui appliquer la tension moyenne T suivant l'angle de déflexion statique β_0 . Une fois le conducteur sous tension, l'étape suivante consiste à amener le sabot de la pince de suspension en contact avec le conducteur et à appliquer la force de serrage F_c . Dans la dernière étape de chargement, la flexion alternée est induite au conducteur du côté actif à travers une variation de l'angle d'application de la tension T de $\pm\Delta\beta$ par rapport à l'angle de déflexion statique β_0 afin de produire la valeur de Y_b souhaitée. Les valeurs des différents paramètres de chargement sont présentées au Tableau 5.3 ci-dessous.

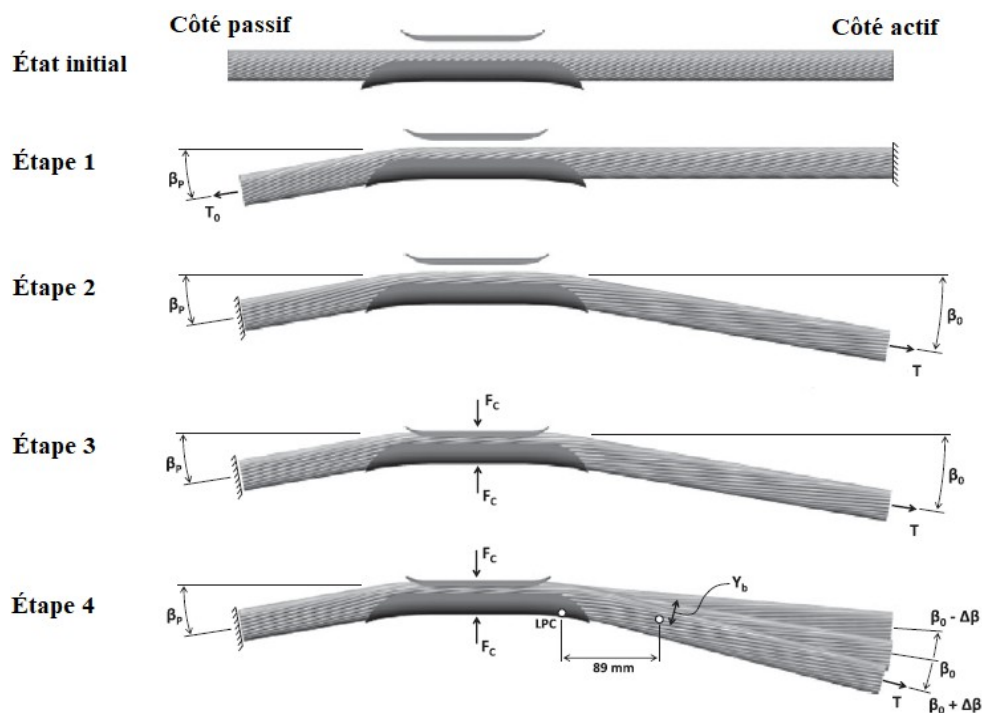


Figure 5.2 Étapes de chargement du modèle pince/conducteur
(Adapté de Lalonde et al. [4])

Tableau 5.3 Paramètres de chargement du modèle pince/conducteur

T_0 [25%T] (kN)	T [25%RTS] (kN)	F_c (kN)	β_p (°)	β_0 (°)
11.25	45	74.8	4.3	6.2

5.1.4 Paramètres étudiés

Les analyses paramétriques réalisées dans le cadre de cette étude ont été appliquées au conducteur ACSR Bersfort en assemblage avec la pince métallique standard. Trois niveaux distincts de l'amplitude de vibration Y_b ont été testés (0.25 mm / 0.50 mm / 0.75 mm crête-à-crête). Le processus d'évaluation de ce paramètre consiste tout d'abord à identifier le dernier point de contact entre le conducteur et la pince de suspension en se basant sur l'analyse des résultats de contact entre ces deux composants (état de contact, glissement et force normale) extraits directement du modèle. L'amplitude de vibration Y_b est ensuite calculée comme la différence entre les déflexions du nœud du brin central du conducteur, se trouvant à une distance de 89 mm du DPC, aux deux étapes de chargement extrêmes de flexion maximale ($\beta_0 + \Delta\beta$) et minimale ($\beta_0 - \Delta\beta$). Le Tableau 5.4 présente les configurations simulées pour chaque paramètre étudié sachant qu'un seul paramètre a été varié à la fois tout en gardant les autres paramètres inchangés.

Tableau 5.4 Configuration des simulations numériques

Paramètres étudiés	Configurations simulées		
Comportement mécanique des brins	Comportement élastique		Comportement élasto-plastique
Nombre de cycles de chargement en flexion alternée	10 cycles de chargement		
Coefficient de frottement	μ = 0.5		μ = 0.9
Géométrie de la pince de suspension	Pince 1	Pince 2	Pince 3

Les résultats numériques qui sont présentés dans la suite de ce chapitre sont extraits sur un intervalle de ± 50 mm par rapport au dernier point de contact du conducteur avec la pince de suspension. Quatre brins de chacune des couches en aluminium, diamétralement opposés deux à deux, sont sélectionnés pour la présentation des résultats (Figure 5.3). La commande *ETABLE* dans le post-traitement d'*ANSYS* est utilisée pour extraire directement les valeurs des contraintes de tension et de flexion aux différents nœuds du conducteur pour une étape de chargement donnée. La sommation de ces deux contraintes permet de calculer la contrainte totale dans chaque nœud. En exploitant ces données, les distributions des contraintes moyenne et alternée dans chaque brin du conducteur peuvent être calculées par les équations (5.1) et (5.2) respectivement :

$$\sigma_{moy} = \frac{\sigma_{(\beta_0+\Delta\beta)} + \sigma_{(\beta_0-\Delta\beta)}}{2} \quad (5.1)$$

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{(\beta_0+\Delta\beta)} - \sigma_{(\beta_0-\Delta\beta)}}{2} \quad (5.2)$$

Où $\sigma_{(\beta_0+\Delta\beta)}$ et $\sigma_{(\beta_0-\Delta\beta)}$ sont les contraintes normales calculées à l'issue du dernier cycle de chargement en flexion alternée et qui correspondent respectivement aux étapes de chargement extrêmes de flexion maximale ($\beta_0+\Delta\beta$) et minimale ($\beta_0-\Delta\beta$). La même commande *ETABLE* est utilisée aussi pour l'extraction des forces de contact, normale et tangentielle, ainsi que du glissement relatif dans chaque point de contact entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension. L'ensemble de ces données est analysé pour caractériser le comportement en fatigue du conducteur en interaction avec la pince de suspension.

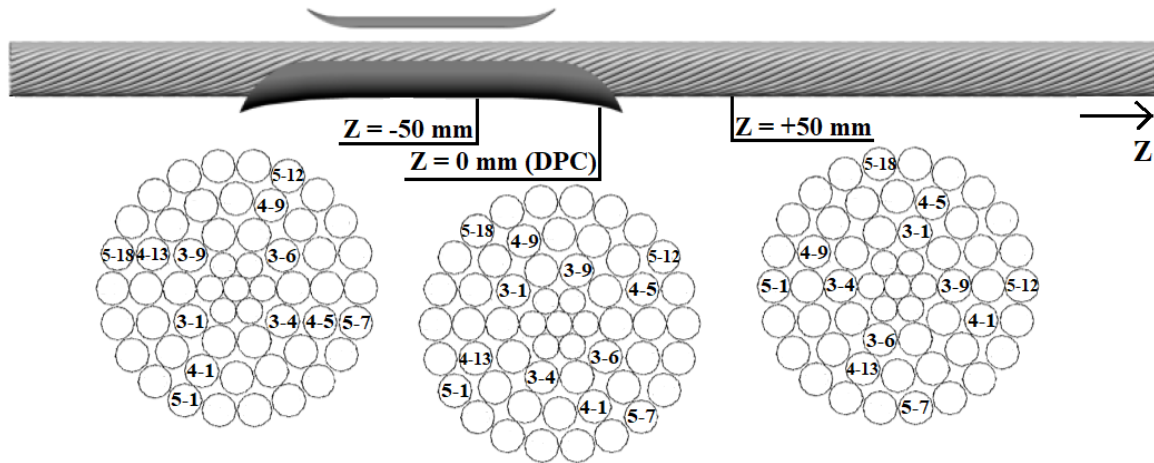


Figure 5.3 Position circonférentielle des brins dans la zone critique

5.2 Effet du comportement mécanique des brins

5.2.1 Comportement élastique vs comportement élasto-plastique

L'approche du couplage numérique/expérimental comme définie précédemment repose sur l'extraction des paramètres de chargement à partir du modèle numérique pince/conducteur pour les appliquer sur un brin isolé à l'aide du banc de fretting fatigue. Cependant, le modèle numérique tel qu'il est conçu par Lalonde et al. [4] présente certaines anomalies notamment au niveau de la distribution des contraintes dans les brins du conducteur près du dernier point de contact avec la pince. Ces contraintes déterminées numériquement dépassent largement la limite élastique du matériau dans plusieurs points sur les différentes couches d'aluminium. Il sera donc très difficile de les exploiter expérimentalement pour l'évaluation de la durée de vie en fretting fatigue des brins. Afin de résoudre ce problème et d'obtenir une distribution plus réaliste des contraintes, un comportement élasto-plastique des brins est introduit dans le modèle numérique. Le comportement de l'aluminium étant multilinéaire et près du modèle élastique parfaitement plastique, une loi d'écrouissage avec un module tangent faible ($E_{t_a}=0.001E_a$) a été appliquée aux brins d'aluminium (Figure 5.4(a)). La même loi a été appliquée aux brins d'acier mais avec un module tangent un peu plus élevé ($E_{t_s}=0.02E_s$) afin d'avoir une certaine stabilité au niveau de la convergence (Figure 5.4(b)).

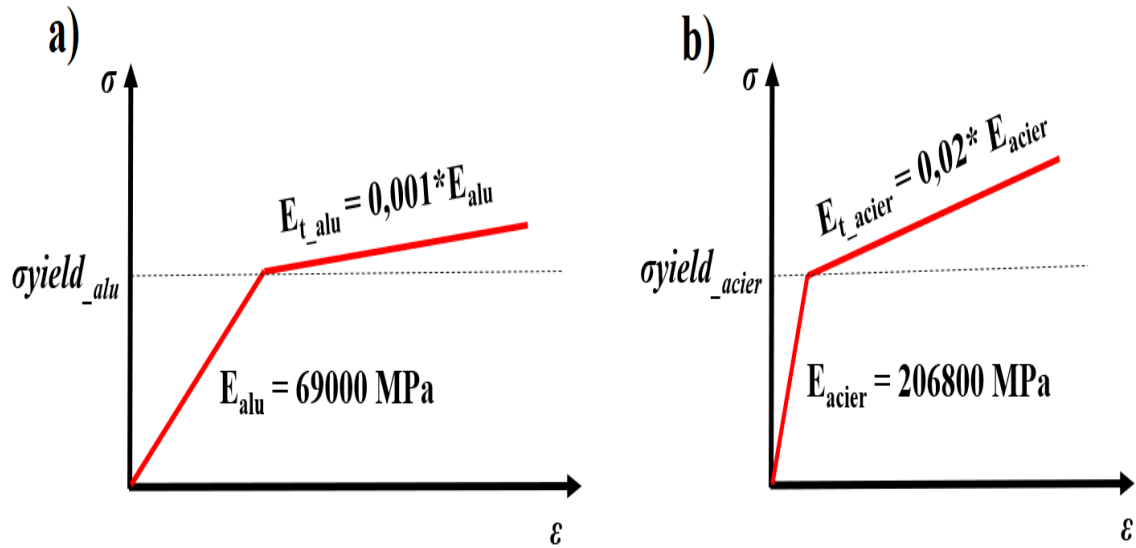


Figure 5.4 Lois de comportement mécanique des brins d'aluminium (a) et d'acier (b)

5.2.2 Comparaison des résultats

Distribution des contraintes

La distribution des contraintes au voisinage du dernier point de contact entre le conducteur et la pince de suspension est présentée dans la Figure 5.5 pour les brins des trois couches en aluminium. La nomenclature des brins et la position axiale le long des brins correspondent à celles définies dans la Figure 5.3. Les courbes de la Figure 5.5 correspondent à l'amplitude de vibration $Y_b = 0.75 \text{ mm}$ et leur interprétation est aussi applicable aux résultats des deux autres amplitudes de vibration $Y_b = 0.50 \text{ mm}$ et $Y_b = 0.25 \text{ mm}$ qui ne sont pas présentés ici.

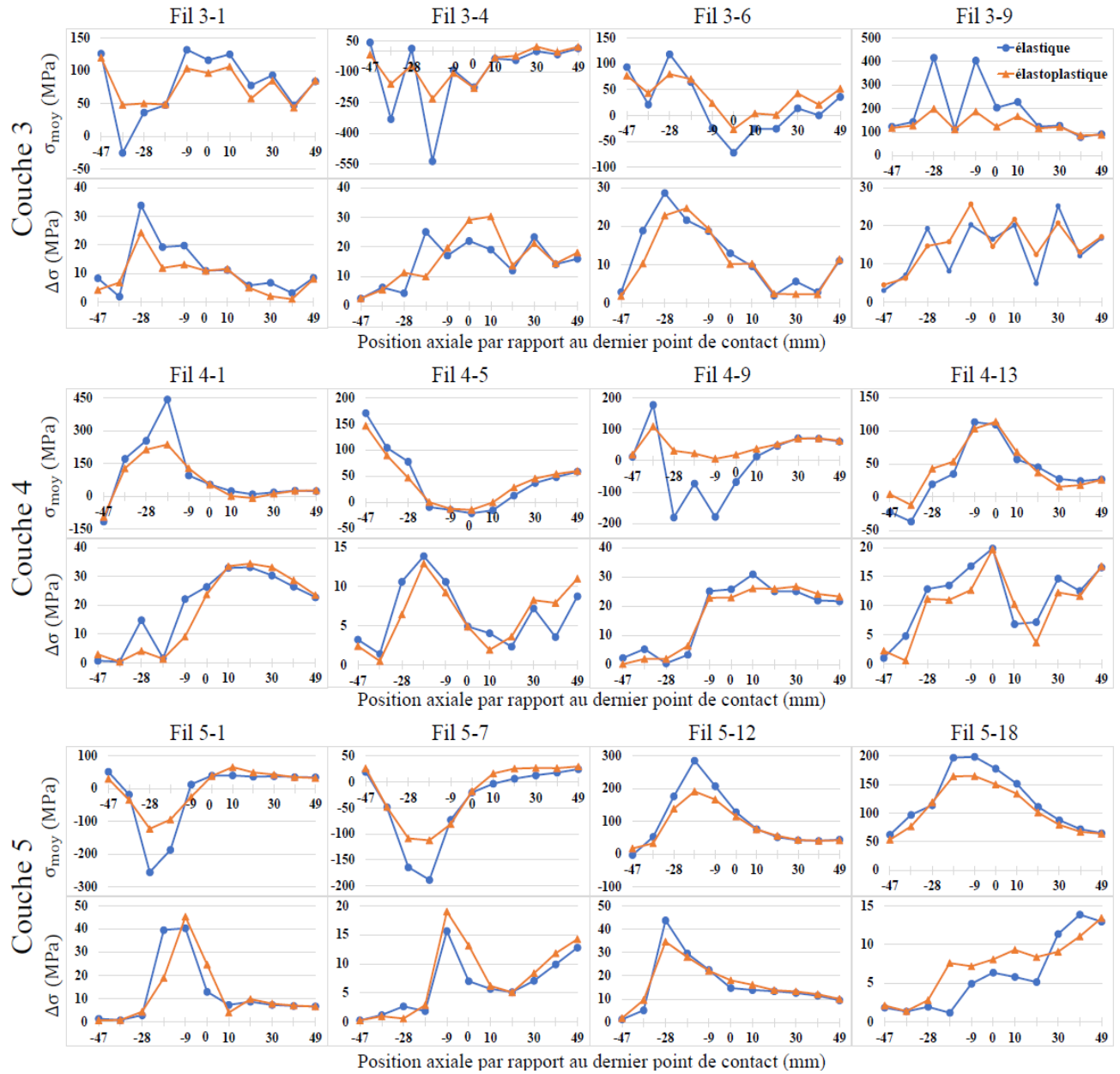


Figure 5.5 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins pour les deux modèles élastique et élasto-plastique à $Y_b = 0.75$ mm

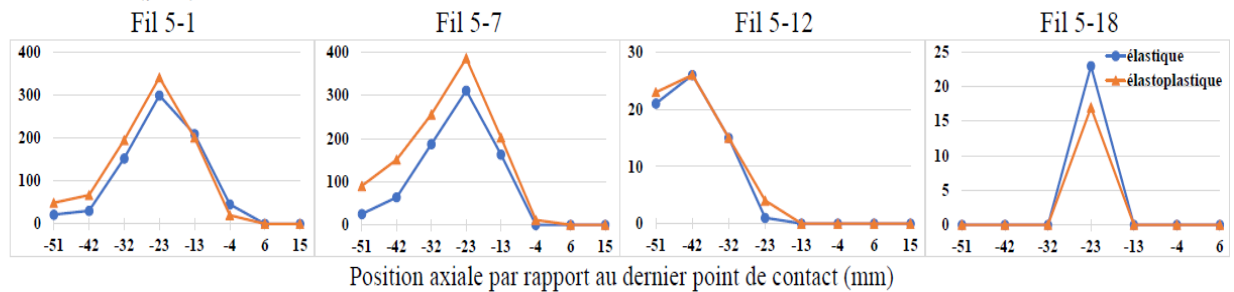
La comparaison des résultats des deux comportements mécaniques montre que l'introduction d'une loi d'écrouissage dans le modèle numérique conduit à une diminution des contraintes moyennes dans les brins. Cette diminution est plus remarquable au niveau des points de singularité localisés à l'intérieur de la pince de suspension où la contrainte moyenne dépassait la limite élastique du matériau lorsque le comportement considéré était parfaitement élastique. Cependant, l'effet du comportement élasto-plastique disparaît graduellement au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la pince de suspension et les deux modèles convergent vers la

même solution. La contrainte alternée, quant à elle, semble localement affectée par ce paramètre mais l'allure globale de sa distribution le long des brins est très peu impactée et ceci dans les différentes couches d'aluminium. Ainsi la prise en compte de la plasticité dans le modèle permet d'avoir une distribution de contrainte moyenne plus réaliste et son impact global sur la contrainte alternée est jugé assez faible.

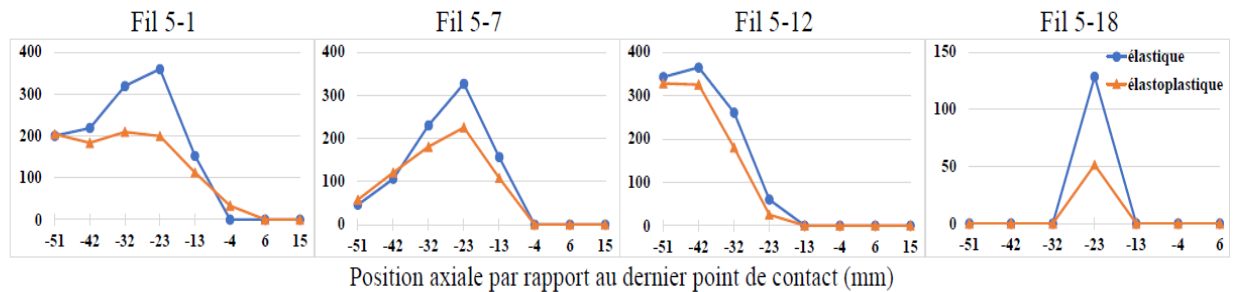
Contact pince-conducteur

Les résultats du contact (glissement, force normale et force tangentielle) entre le conducteur et la pince de suspension sont illustrés dans la Figure 5.6 pour les deux modèles élastique et élasto-plastique à $Y_b = 0.75$ mm.

a) Glissement (μm)



b) Force normale (N)



c) Force tangentielle (N)

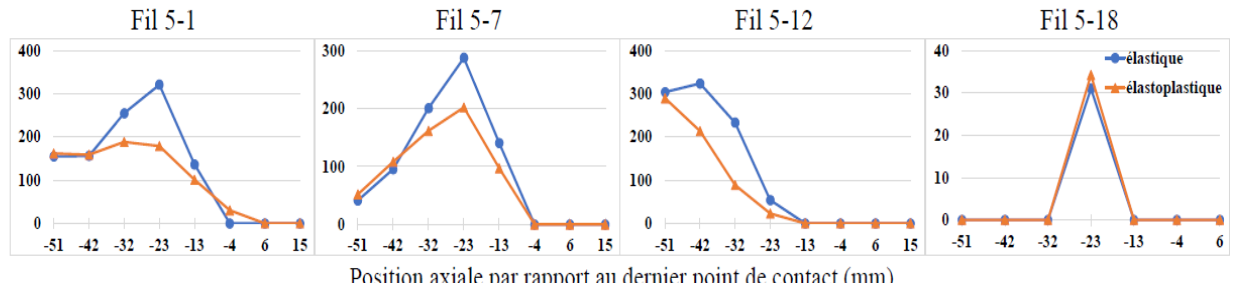


Figure 5.6 Comparaison du glissement (a) et des forces de contact normale (b) et tangentielle (c) à l'interface de contact entre le conducteur et la pince de suspension pour les deux modèles élastique et élasto-plastique à $Y_b = 0.75$ mm

Les courbes de cette figure montrent une certaine différence dans les résultats des deux modèles qui apparaît aussi bien dans le glissement relatif entre les brins de la couche externe et la pince ou encore dans les forces de contact. En effet, le comportement élasto-plastique permet d'atténuer le niveau des contraintes dans les brins du conducteur ce qui induit des déformations plus grandes dans les interactions inter filaires ainsi que dans l'interaction du conducteur avec la pince de suspension. Ceci résulte en une flexibilité supplémentaire qui se traduit par une augmentation du glissement entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension accompagnée par une diminution au niveau des forces de contact normale et tangentielle. Le comportement élasto-plastique sera donc utilisé dans toutes les simulations qui suivent.

5.3 Effet du nombre de cycles de chargement en flexion alternée

5.3.1 Chargement multiaxial

Le nombre de cycles de chargement en flexion alternée appliqué au conducteur a été fixé à deux cycles par Lalonde et al. [4] en se basant sur la stabilité des hystérésis de flexion [34]. Toutefois, étant donné que les niveaux de l'amplitude de vibration Y_b étudiés sont très faibles par rapport à la déformée globale du conducteur et qu'une légère variation de leur valeur peut affecter le niveau des contraintes dans les brins, il est important d'évaluer l'influence du nombre de cycles de chargement en flexion alternée sur le comportement en fatigue du conducteur. Aussi, suite à l'utilisation du comportement élasto-plastique, il est possible que la stabilisation des boucles d'hystérésis soit plus lente. Une étude de sensibilité a donc été effectuée en augmentant le nombre des cycles de chargement à 10 et en suivant l'évolution de l'amplitude de vibration Y_b et de la distribution des contraintes à travers les cycles pour déterminer le seuil minimal des cycles qui assure la stabilité de ces résultats.

5.3.2 Évolution des résultats à travers les cycles

Amplitude de vibration Y_b

Le chargement en flexion alternée est appliqué à l'assemblage pince/conducteur à travers une variation de l'angle d'application de la tension T de $\pm\Delta\beta$ par rapport à l'angle de déflexion statique β_0 . Ce chargement alterné est appliqué durant 10 cycles et l'évolution de l'amplitude de vibration Y_b à travers ces cycles est montrée dans le Tableau 5.5 pour les trois niveaux de flexion alternée étudiés.

Tableau 5.5 Évolution de la valeur de Y_b à travers les cycles de chargement en flexion alternée

		$\Delta\beta=0.38^\circ$	$\Delta\beta=0.70^\circ$	$\Delta\beta=0.93^\circ$
Y_b (mm)	Cycle 1	0.28	0.58	0.88
	Cycle 2	0.27	0.54	0.83
	Cycle 3	0.26	0.52	0.81
	Cycle 4	0.26	0.52	0.80
	Cycle 5	0.26	0.51	0.79
	Cycle 6	0.26	0.51	0.78
	Cycle 7	0.26	0.50	0.76
	Cycle 8	0.26	0.50	0.77
	Cycle 9	0.26	0.50	0.76
	Cycle 10	0.26	0.50	0.76

Pour une valeur faible de l'angle de flexion alternée $\Delta\beta$, l'amplitude de vibration reste quasiment constante à travers les cycles. Cependant, la valeur de Y_b commence progressivement à être affectée par le nombre de cycle pour des valeurs plus élevées de $\Delta\beta$. Dans les trois cas de chargement étudiés, on remarque que l'amplitude de vibration atteint une valeur stable à partir du septième cycle.

Distribution des contraintes

L'évolution de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins à travers les cycles est affichée dans la Figure 5.7 pour l'amplitude de vibration $Y_b = 0.75$ mm. On constate généralement que la contrainte moyenne est faiblement affectée par le nombre de cycles de chargement dans les trois couches d'aluminium. En revanche, la contrainte alternée semble plus sensible à ce paramètre, surtout dans les couches internes (3^{ème} et 4^{ème} couche) où les interactions inter filaires sont plus importantes, et sa distribution converge vers des valeurs stables à partir du septième cycle de chargement alterné. En effet, la formule de Poffenberger-Swart [22] établit une relation linéaire entre la contrainte alternée et l'amplitude de vibration Y_b ce qui explique la concordance dans les résultats obtenus en termes de l'effet du nombre de cycle de chargement alterné sur ces deux variables.

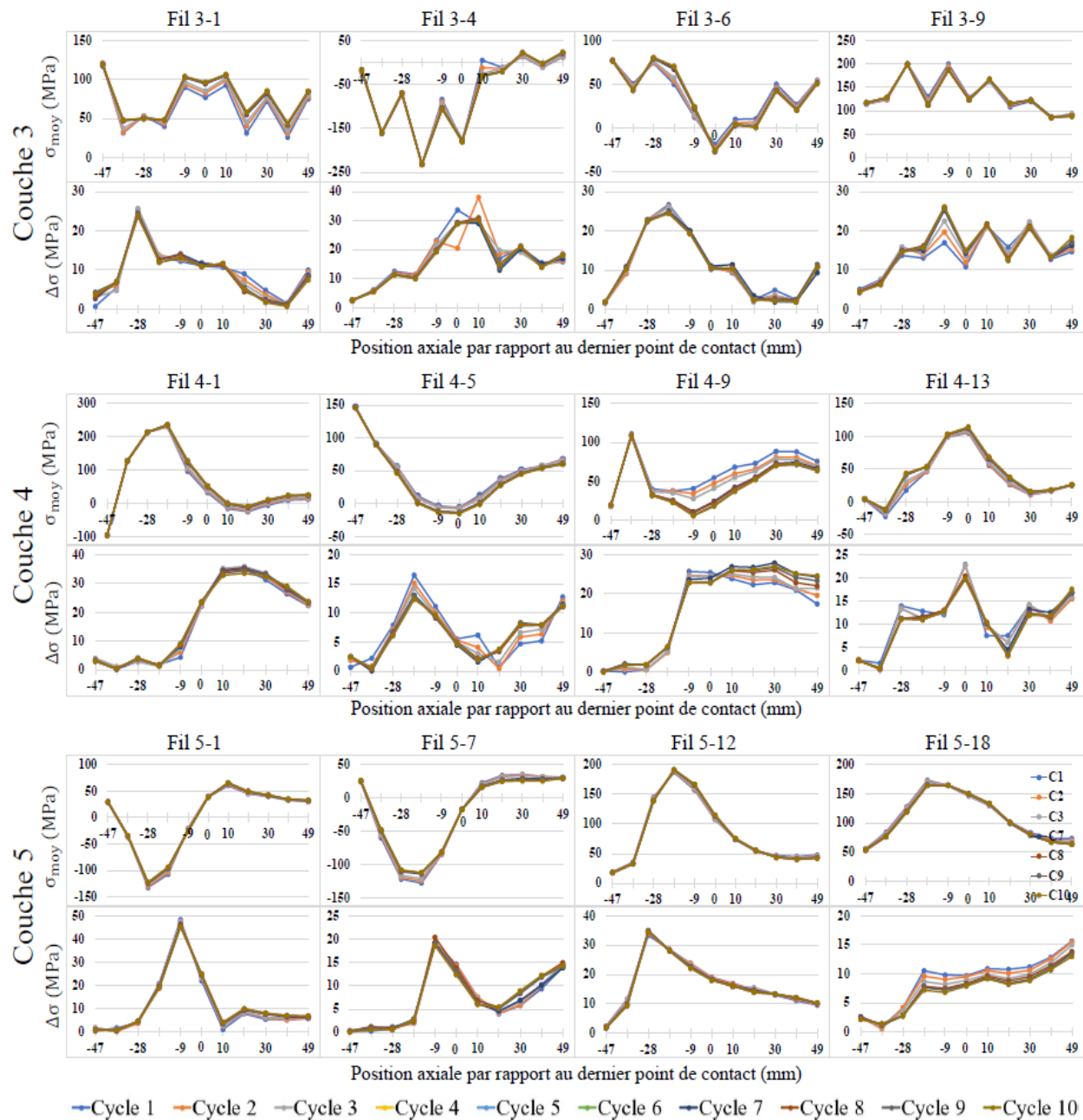
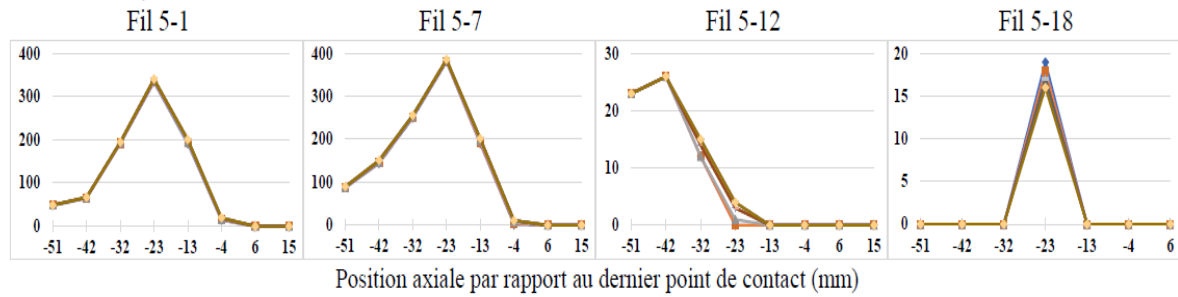


Figure 5.7 Évolution de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins à travers les cycles de chargement en flexion alternée pour $Y_b = 0.75$ mm

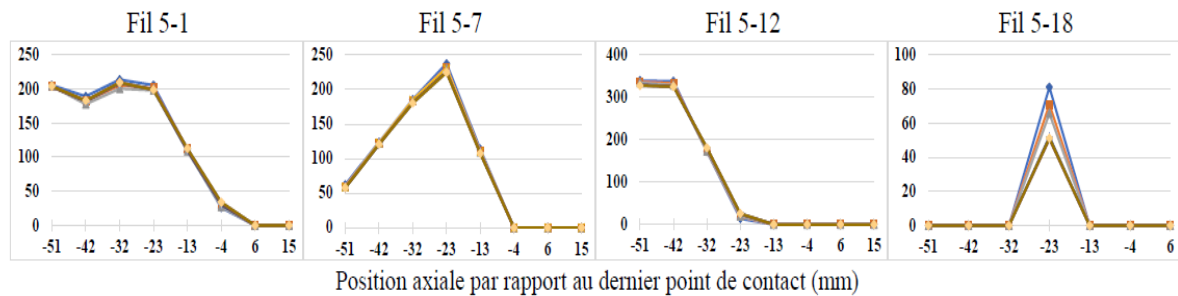
Contact pince-conducteur

Tout comme la contrainte alternée, l'interaction entre le conducteur et la pince de suspension est affectée par le nombre de cycle de chargement en flexion alternée (Figure 5.8). Durant les premiers cycles, les résultats de contact (glissement et force de contact) entre ces deux composants varient d'un cycle à l'autre et tendent vers des valeurs constantes une fois que le septième cycle est atteint.

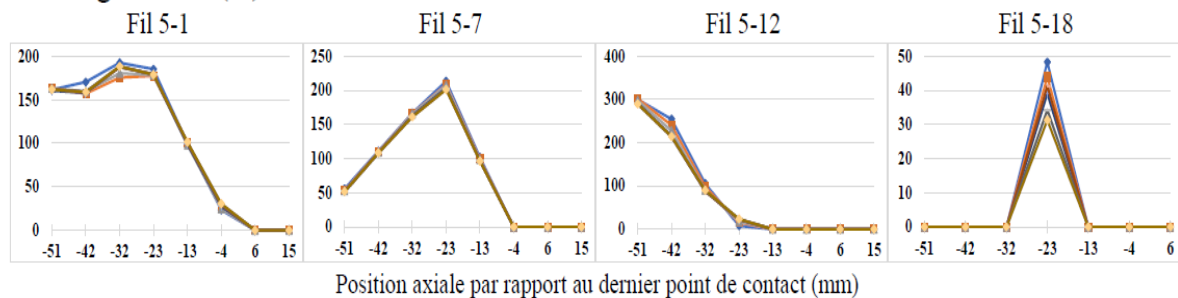
a) Glissement (μm)



b) Force normale (N)



c) Force tangentielle (N)



— Cycle 1 — Cycle 2 — Cycle 3 — Cycle 4 — Cycle 5 — Cycle 6 — Cycle 7 — Cycle 8 — Cycle 9 — Cycle 10

Figure 5.8 Évolution du glissement (a) et des forces de contact normale (b) et tangentielle (c) à l'interface de contact entre le conducteur et la pince de suspension à travers les cycles de chargement en flexion alternée pour $Y_b = 0.75 \text{ mm}$

Les différents résultats traités dans cette section montrent que le comportement du conducteur peut être affecté par le nombre de cycles de chargement en flexion alternée. Il est aussi à noter que l'application du chargement alterné pendant sept cycles a conduit à une stabilisation des résultats. Ce nombre de cycles sera donc pris en considération dans les prochaines sections de ce chapitre.

5.4 Effet du coefficient de frottement

5.4.1 Ajustement du coefficient de frottement

La caractérisation du fretting se produisant entre les brins du conducteur ainsi qu'entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension dépend en grande partie du coefficient de frottement. Ce paramètre peut affecter les interactions inter filaires et par conséquent la rigidité de flexion du conducteur [22][34]. Pour le modèle du conducteur ACSR Bersfort, le coefficient de frottement était défini par Lalonde et al. [4] à 0.5 pour les contacts aluminium-aluminium et aluminium-acier, et 0.3 pour les contacts acier-acier. Dans le chapitre précédent ce paramètre a été mis à l'épreuve expérimentalement et il a été évalué à 0.9 dans des conditions de contact similaires à celles qui surviennent dans le système pince/conducteur étudié. Par conséquent, il est nécessaire d'ajuster la valeur du coefficient de frottement dans le modèle numérique pince/conducteur et d'évaluer son effet sur le comportement en fatigue du conducteur ACSR Bersfort.

5.4.2 Impact sur les résultats

Distribution des contraintes

La comparaison des résultats numériques obtenus pour les deux coefficients de frottement $\mu=0.5$ et $\mu=0.9$ montre une grande similitude entre les deux modèles au niveau de la distribution des contraintes moyenne et alternée (Figure 5.9). Malgré quelques différences ponctuelles, l'allure des courbes des deux modèles sont très semblables et l'effet de la modification du coefficient de frottement paraît globalement négligeable sur les deux contraintes moyenne et alternée.

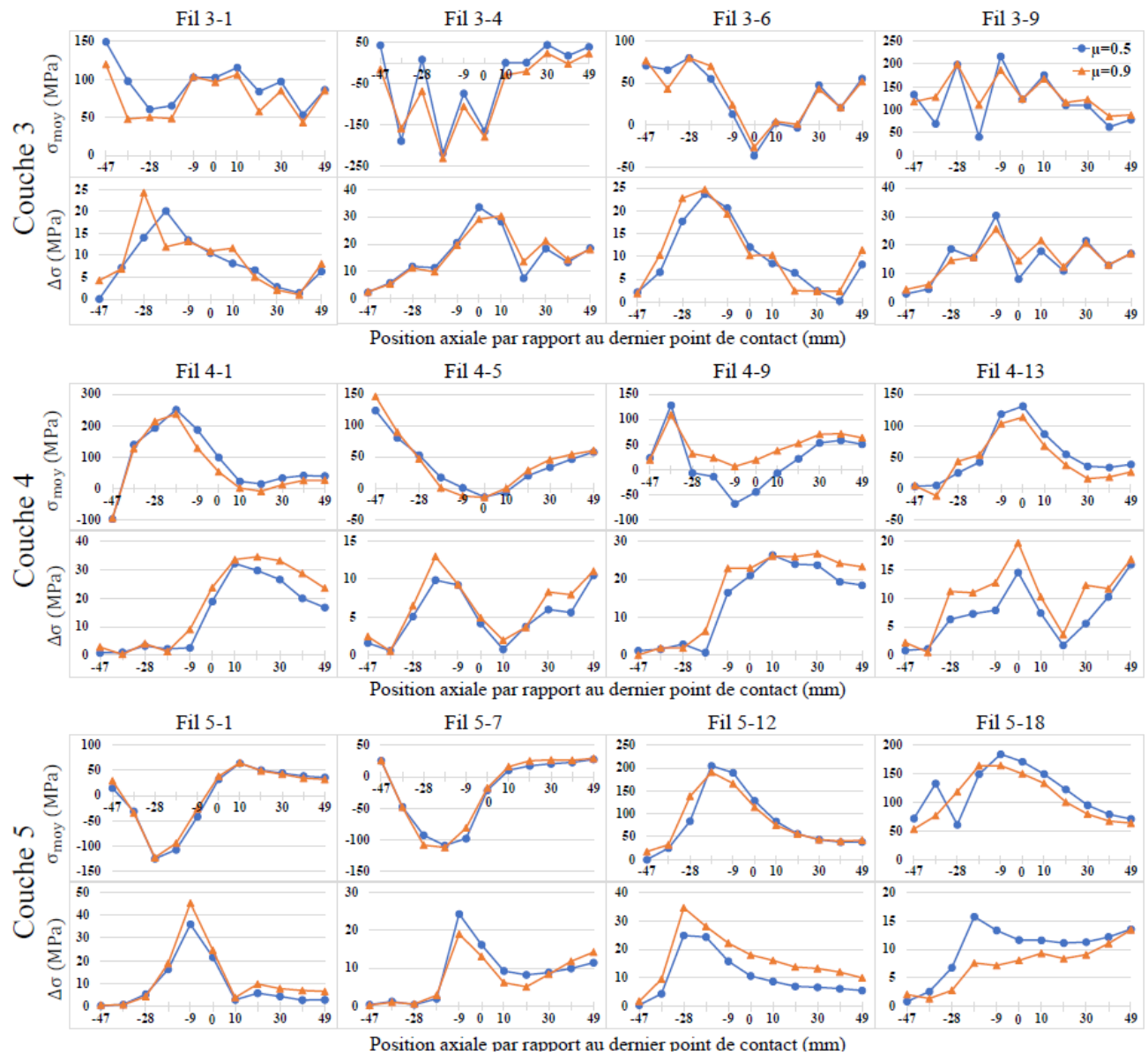
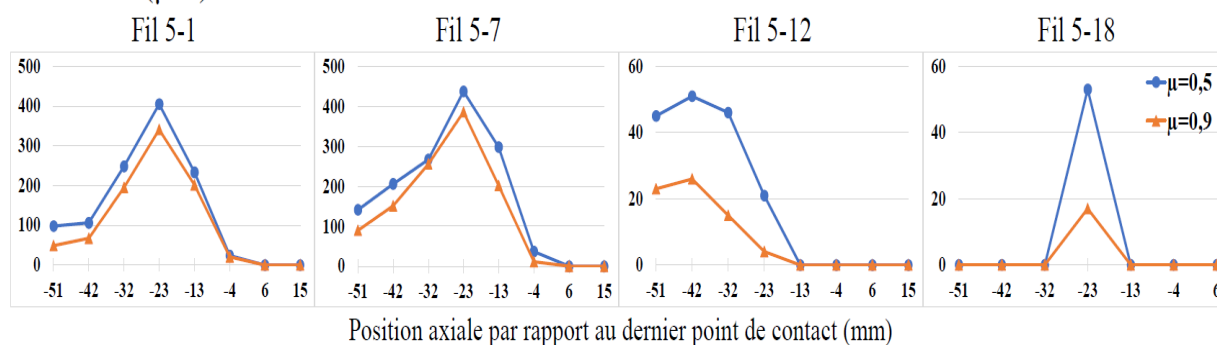


Figure 5.9 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternée dans les brins pour les deux coefficients de frottement $\mu=0.5$ et $\mu=0.9$ à $Y_b = 0.75$ mm

Contact pince-conducteur

La Figure 5.10 présente les résultats du contact entre le conducteur et la pince de suspension obtenus pour les deux coefficients de frottement. L'augmentation de ce paramètre réduit la flexibilité des brins de la couche externe du conducteur dans leur interaction avec la pince de suspension ce qui se traduit par une diminution significative du glissement dans cette interface de contact. Malgré cette baisse, les valeurs du glissement restent toujours dans le même ordre de grandeur. Ceci peut être expliqué par la stabilité du ratio $Q/\mu P$ qui demeure quasiment le même dans les deux modèles permettant ainsi de conserver le même régime de glissement.

a) Glissement (μm)



b) $Q/\mu P$

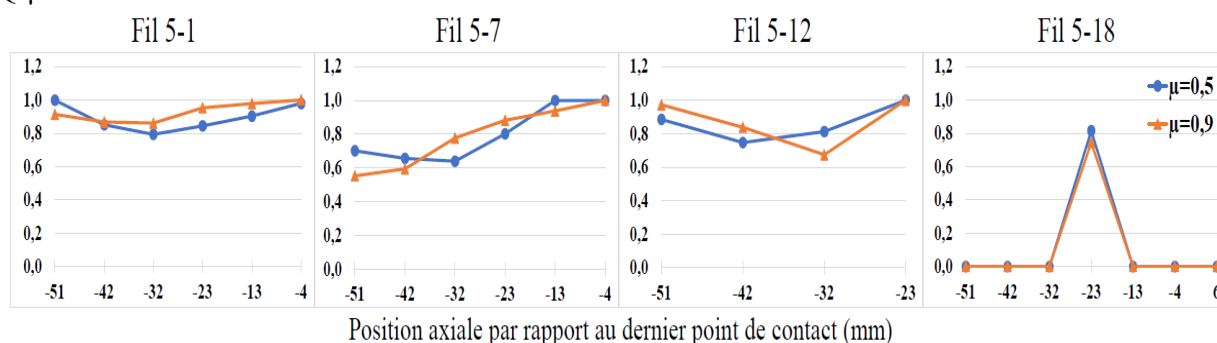


Figure 5.10 Comparaison du glissement (a) et du rapport $Q/\mu P$ (b) à l'interface de contact pince-conducteur pour les deux coefficients de frottement $\mu=0.5$ et $\mu=0.9$ à $Y_b = 0.75$ mm

5.5 Effet de la géométrie de la pince de suspension

5.5.1 Paramètres géométriques des pinces

Les paramètres énumérés dans les sections précédentes touchent principalement le composant conducteur du système étudié. La pince de suspension, constituant le deuxième composant de ce système, peut avoir une influence considérable sur la durée de vie en fatigue du conducteur [12-13]. L'optimisation de sa géométrie permet de réduire l'amplitude des contraintes locales dans les brins du conducteur atténuant ainsi le risque de leur rupture en fatigue. Trois géométries différentes de la pince métallique standard en assemblage avec le conducteur ACSR Ortolan, ayant des propriétés mécaniques et géométriques similaires au conducteur ACSR Bersfort, ont été testées expérimentalement par Ramey [12]. La Figure 5.11 montre les principales dimensions de ces pinces dont la description est détaillée dans le Tableau 5.6. L'utilisation de la pince 3 ayant un rayon de courbure plus important a permis de réduire significativement le nombre de ruptures de brin qui a passé de 32 ruptures dans la pince 1 à seulement 3 ruptures dans cette pince.

Dans cette section, la géométrie de la pince de suspension utilisée par Lalonde [4] a été modifiée pour reproduire numériquement les propriétés géométriques des pinces étudiées par Ramey [12] (Tableau 5.6) afin de quantifier les avantages relatifs d'atténuation de la fatigue du conducteur de chacune d'entre elles.

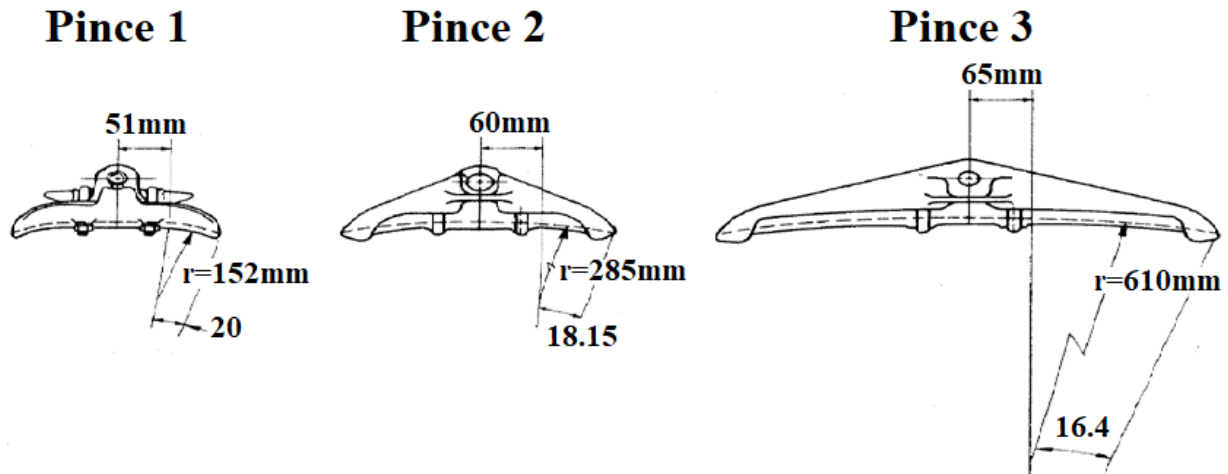


Figure 5.11 Les principales dimensions caractéristiques des pinces de suspensions testées

Tableau 5.6 Description des paramètres géométriques des différentes pinces de suspension

	Rayon de courbure à la sortie de la pince (mm)	Angle à la sortie de la pince (°)	Longueur de la partie rectiligne de la gouttière
Pince 1	152	20	51
Pince 2	285	18.15	60
Pince 3	610	16.4	65

5.5.2 Résultats et discussion

Les ruptures en fatigue obtenues lors des essais de Ramey [12] étaient localisées dans un intervalle de -13 mm à +3 mm par rapport aux derniers points de contact du conducteur avec les différentes pinces. Un intervalle similaire de ± 20 mm par rapport aux DPC a été donc fixé pour l'analyse numérique de l'effet de la géométrie de la pince de suspension dans cette région critique. Puisque le DPC du conducteur change de position d'une pince à l'autre, il sera donc plus cohérent de comparer les résultats des trois modèles en se basant sur la position circonférentielle des brins aux DPC plutôt que sur leurs numéros. Quatre brins de chacune des couches en aluminium sont choisis pour la présentation des résultats (Figure 5.12).

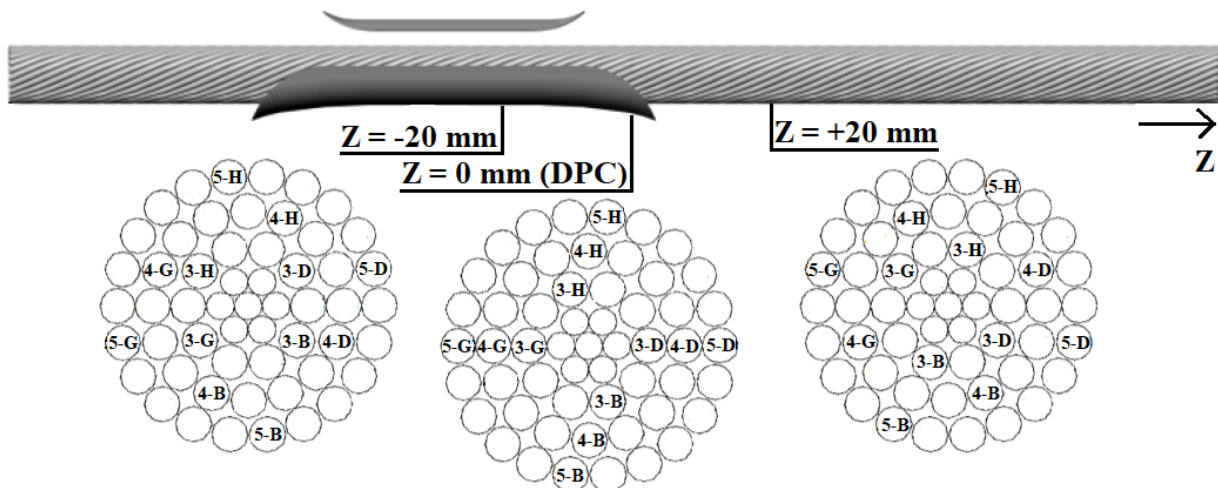


Figure 5.12 Position circconférentielle des brins aux alentours du DPC

Contrainte moyenne et alternée

La distribution des contraintes moyenne et alternée dans les différents brins du conducteur est présentée dans la Figure 5.13 pour les trois pinces modélisées. L'assemblage du conducteur avec la pince 3 permet d'atténuer de façon considérable l'amplitude des contraintes dans les différentes couches du conducteur comparé aux deux autres pinces de suspension. Ceci apparaît plus dans les brins du haut et du bas par rapport à l'axe neutre du conducteur (3-H, 3-B, 4-H, 4-B, 5-H et 5-B) où l'effet de la flexion est plus important. L'utilisation de la pince à rayon de courbure important réduit aussi le gradient de contraintes aux alentours du DPC et permet ainsi d'éviter les concentrations de contrainte qui peuvent induire l'endommagement par fatigue des brins du conducteur dans cette zone critique. Ces observations corroborent les résultats expérimentaux des essais de fatigue [12] et fournissent une explication à la performance de la pince 3 par comparaison aux deux autres pinces.

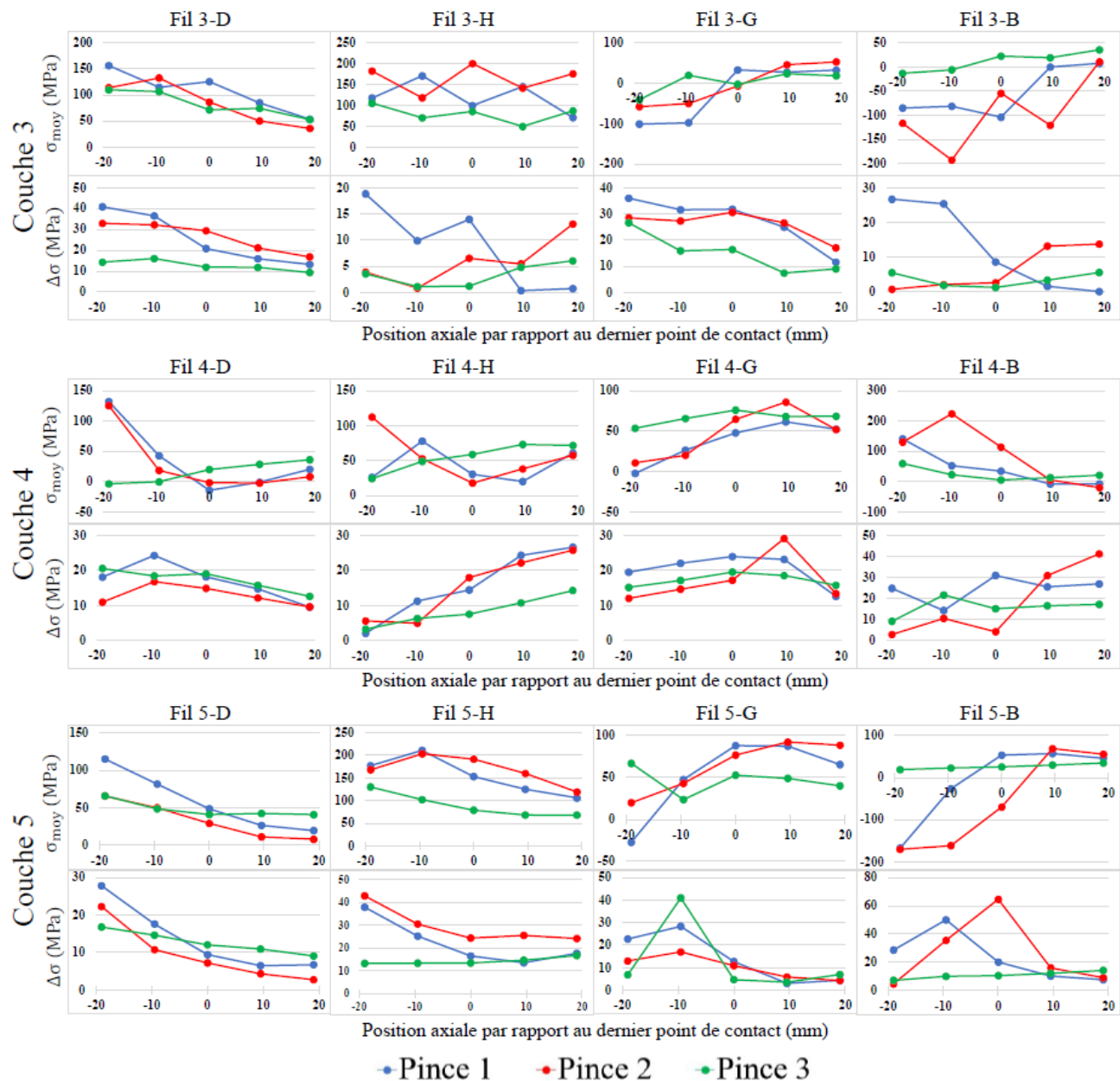


Figure 5.13 Comparaison de la distribution des contraintes moyenne et alternées dans les brins du conducteur pour les trois modèles de pinces de suspension à $Y_b = 0.75$ mm

Composantes tension et flexion de la contrainte

Une inspection plus détaillée de l'effet de la géométrie de la pince de suspension est illustrée dans la Figure 5.14 à travers l'analyse des deux composantes de tension et de flexion de la contrainte moyenne. La comparaison des résultats révèle que l'effet de la géométrie de la pince de suspension est plus faible sur la composante tension que sur la composante flexion de la contrainte. En effet, la composante flexion est considérablement affectée par la géométrie de la pince et ses valeurs sont beaucoup plus faibles dans la pince 3 que dans les deux autres

pincés. L'interprétation de ces résultats confirme ainsi l'impact de la composante flexion dans la fatigue des conducteurs et met en évidence l'utilité de la pince 3 dans l'atténuation de l'endommagement par fatigue des brins du conducteur.

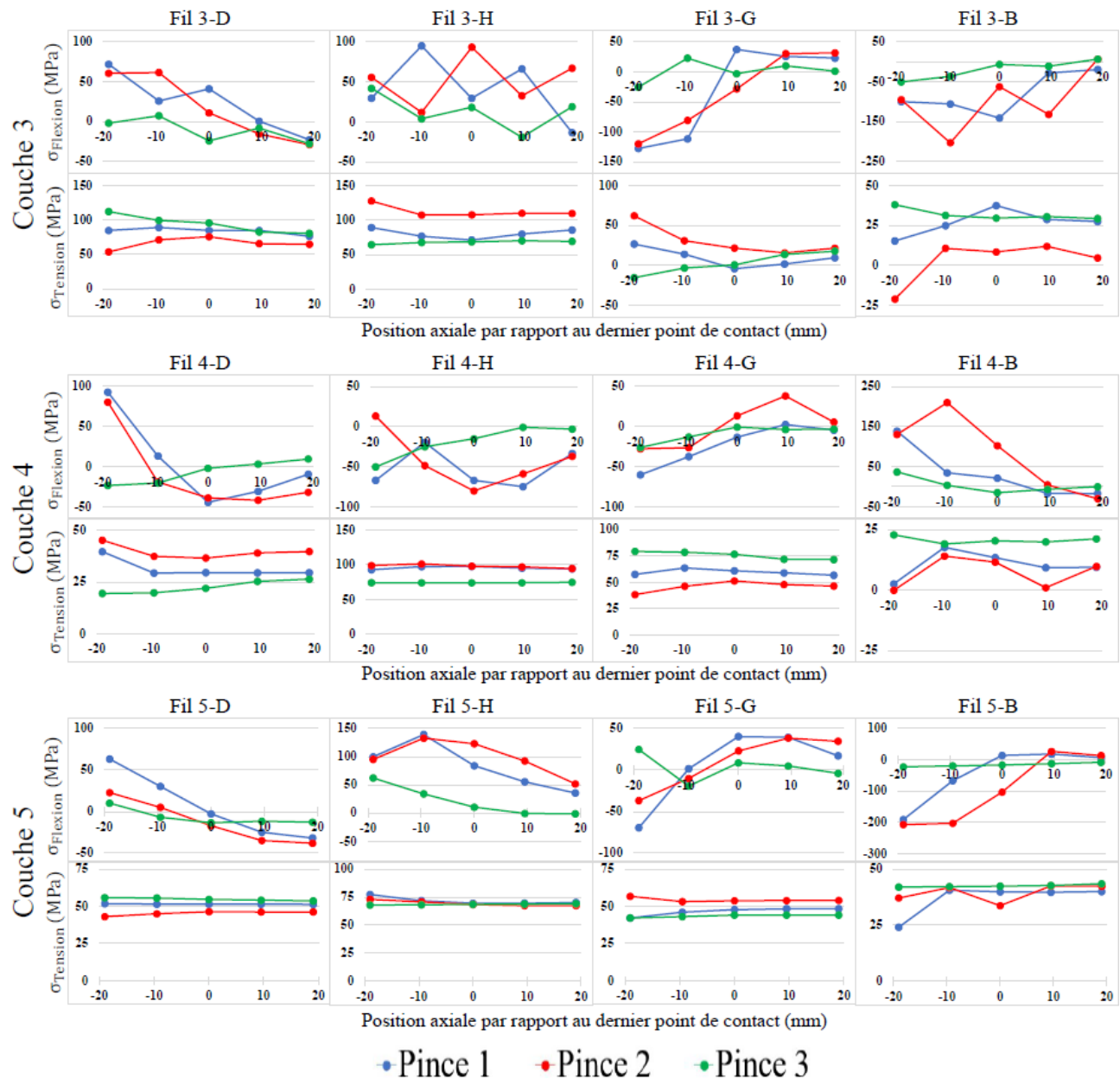


Figure 5.14 Comparaison des composantes flexion et tension de la contrainte normale pour les trois modèles de pincés de suspension à $Y_b = 0.75$ mm

Le travail réalisé dans cette section montre le rôle important que joue la géométrie de la pince de suspension dans l'endommagement en fatigue des conducteurs. Ce paramètre n'a pas pu être étudié davantage dans cette thèse, mais il pourrait être investigué plus profondément avec l'approche du couplage numérique/expérimental qui sera présentée dans le prochain chapitre.

5.6 Conclusion

Dans ce chapitre le modèle numérique de l'assemblage du conducteur ACSR Bersfort avec la pince métallique standard a été optimisé à travers des analyses paramétriques basées sur l'ajustement de certains paramètres qui peuvent affecter directement le comportement en fatigue de ce système.

Le comportement mécanique des brins a été modifié en introduisant une loi d'écrouissage qui assure la prise en considération de la plasticité dans le modèle permettant ainsi d'avoir un comportement plus réaliste des brins. Ce comportement élasto-plastique a permis de raffiner les distributions des contraintes dans les brins et d'éliminer les points de singularité caractérisés par des niveaux de contrainte élevés dépassant la limite élastique du matériau.

L'application de la flexion alternée au système pince/conducteur, qui est responsable de l'endommagement par fatigue des brins, a été révisée à travers l'augmentation du nombre de cycles de chargement. Durant les premiers cycles, il a été constaté que l'amplitude de vibration Y_b ainsi que la distribution des contraintes dans les brins varient d'un cycle à l'autre. La réponse du système s'est stabilisée à partir du septième cycle et les résultats obtenus ont convergé vers des valeurs constantes. Le seuil des cycles de chargement en flexion alternée a été donc fixé à sept pour s'assurer de la fiabilité des résultats. Une étude numérique similaire réalisée par Redford et al. [65] sur le même conducteur a montré que la distribution des contraintes dans les brins varie d'un cycle à l'autre et qu'elle arrive à se stabiliser au 5^{ème} cycle de chargement en flexion alternée.

Contrairement aux deux paramètres précédents, l'ajustement de la valeur du coefficient de frottement dans le modèle n'a pas eu globalement d'incidence sur le comportement en fatigue du conducteur. Néanmoins, le glissement dans l'interface de contact entre la couche externe du conducteur et la pince de suspension a diminué de façon importante à la suite de l'augmentation du coefficient de frottement réduisant ainsi la flexibilité des corps en contact.

L'implication de la pince de suspension dans l'endommagement par fatigue du conducteur a été investiguée à travers la modélisation de trois différentes géométries de celle-ci. La comparaison des résultats a montré que la pince à rayon de courbure maximal permet d'atténuer le niveau des contraintes dans la zone critique et réduit par conséquent le risque d'endommagement par fatigue des brins du conducteur.

CHAPITRE 6

APPROCHE MULTI-ÉCHELLE DE COUPLAGE NUMÉRIQUE/EXPÉRIMENTAL POUR L'ÉVALUATION DE LA DURÉE DE VIE EN FRETTING FATIGUE DES CONDUCTEURS AÉRIENS

6.1 Avant-propos

Auteurs et affiliations:

- Amine Omrani : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil et de génie du bâtiment ;
- Sébastien Langlois : professeur agrégé, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie civil et de génie du bâtiment ;
- Pierre Van Dyke : chercheur chargé de projet, Institut de Recherche d'Hydro-Québec ;
- Sébastien Lalonde : professeur, École de Technologie Supérieure, Département de génie mécanique ;
- Sasan Sattarpanah Karganroudi : professeur associé, Université du Québec à Rimouski, Département de mathématiques, informatique et génie ;
- Lamine Dieng : directeur de recherche, Université Gustave Eiffel, Laboratoire des structures métalliques et à câbles.

État de l'acceptation: Accepté pour publication le 23 février 2021.

Revue: Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures.

Titre anglais: Fretting fatigue life assessment of overhead conductors using a clamp/conductor numerical model and biaxial fretting fatigue tests on individual wires.

Titre français: Évaluation de la résistance en fretting fatigue des conducteurs aériens à l'aide d'un modèle numérique de l'assemblage pince/conducteur et des essais de fretting fatigue en chargement biaxial sur des brins individuels.

Résumé

La résistance en fatigue des conducteurs aériens est généralement évaluée par des essais expérimentaux sur des assemblages pince/conducteur. Des études récentes visent à estimer la durée de vie en fretting fatigue des conducteurs à l'aide d'essais en chargement uniaxial sur des brins isolés. Cet article présente une méthode innovante pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens en combinant l'effet des deux chargements de tension et de flexion. Elle consiste à coupler une approche numérique basée sur la modélisation numérique de l'assemblage pince/conducteur en utilisant la méthode des éléments finis, et une approche expérimentale basée sur des essais de fretting fatigue sur des brins individuels. Un banc d'essai biaxial de fretting fatigue a été développé et validé grâce à des essais préliminaires réalisés sur des brins en aluminium 1350-H19 sous chargement uniaxial et biaxial équivalent. Les chargements de tension et de flexion obtenus à partir du modèle numérique de l'assemblage pince/conducteur ont ensuite été appliqués sur des brins individuels. Les résultats ont montré une bonne correspondance avec les données expérimentales existantes des essais de fatigue réalisés sur le conducteur ACSR Bersfort en assemblage avec une pince de suspension métallique standard.

Abstract

The fatigue life of overhead conductors is usually evaluated through experimental tests on clamp/conductor assemblies. Some recent studies aim to estimate the fatigue life of conductors using uniaxial tests on individual strands. This paper presents an innovative method for assessing the fretting fatigue life of overhead conductors combining the effect of both tension and bending loadings. It consists of coupling a numerical approach based on modeling the clamp/conductor assembly using the finite element method and an experimental one based on fretting fatigue tests on individual wires. A biaxial fretting fatigue test rig has been developed and validated through preliminary tests performed on 1350-H19 aluminium wires under uniaxial and an equivalent biaxial loading. Tension and bending loadings obtained from the numerical model were then applied on individual wires. Results showed a good correspondence with existing experimental data of the fatigue tests carried on the ACSR Bersfort conductor with a metal-to-metal suspension clamp.

6.2 Introduction

The knowledge of the performance over time of overhead conductors requires the creation of a set of tools to evaluate their fatigue strength. The complexity of the fretting fatigue problem, the main cause of the failure of these conductors, involves the use of experimental and numerical methods to analyze the phenomenon and to understand its mechanisms and effects. The method of fatigue testing of overhead conductors is well explained at the global scale from an experimental point of view in IEC 62568 international standard [42]. However, fatigue test results are mainly available for ACSR conductors [2][43-44] and there are only few results available for other conductor types [46]. The numerical model of a clamp/conductor system developed by Lalonde et al. [4] considers inter-wire and clamp-wire contacts in a stranded conductor and thus provides a more realistic description of the local loading state. Also, it has been shown based on the experimental results of Lévesque tests [66], that this numerical approach is capable of evaluating the state of local solicitations in terms of stress and strain at any point of the conductor, which consequently makes it possible to locate the critical zones that are susceptible to failure. At the local scale, experimental tests on individual wires are complementary to standard fatigue tests on conductors for the characterization of the fretting fatigue damage and they allow understanding this phenomenon more closely. Nevertheless, most of these tests are uniaxial tests where the effect of only one loading parameter is studied, either the alternating tension loading [49-52] or the alternating bending loading [47-48]. Lalonde et al. [4] has shown through a numerical analysis of stress distribution in a clamp/conductor assembly that conductor wires mainly sustain tension loads near the clamp exit but experience larger bending stress between the KE (*Keeper Edge*) and the LPC (*Last Point of Contact*) positions. Therefore, the combined effect of these two loading parameters may need to be taken into consideration to better describe the stress state that leads to wires failure.

This paper proposes a new protocol for the evaluation of the fatigue strength of overhead conductors based on coupling a numerical approach at the global scale of a clamp/conductor assembly and an experimental one at the local scale of individual strands. This new method, based on the exploratory works of Lalonde [10], implements the effect of both tension and bending stresses and represents a complementary means to the standard fatigue tests to study the fretting fatigue damage of overhead conductors. In order to set up the proposed multi-scale

approach, the adopted methodology can be divided into three main steps as shown in Figure 6.1.

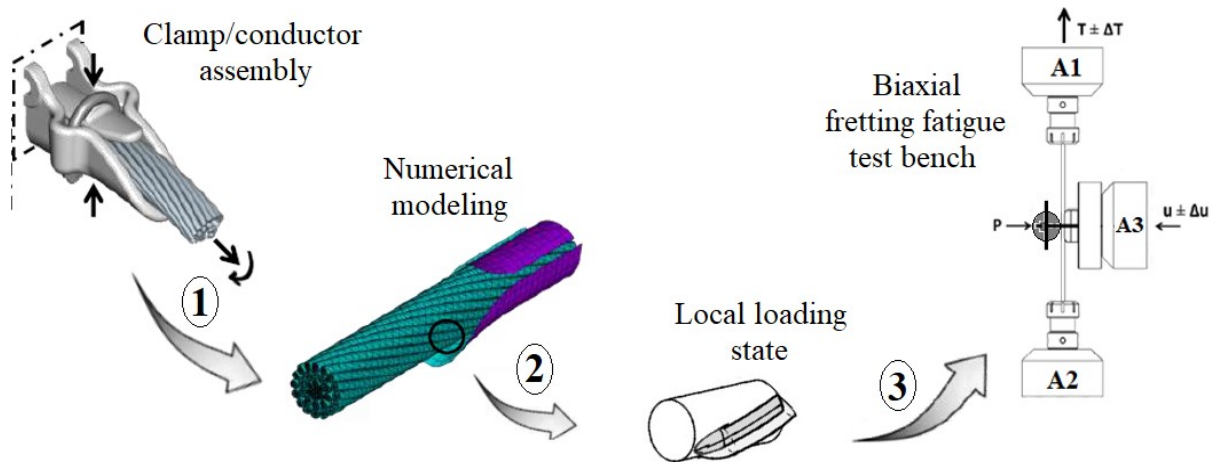


Figure 6.1 General overview of the proposed methodology
(Adapted from Lalonde [10])

The first step consists in modeling the studied clamp/conductor assembly subjected to a bending amplitude Y_b using the finite element model developed by Lalonde et al. [4]. In the second step, the critical contact point of the modeled system will be identified based on the maximum value of the alternating stress amplitude and its local loading state will be extracted from the numerical model. Finally, a biaxial fretting fatigue test bench will be used to evaluate the fatigue life of individual strands subjected to the loading parameters determined numerically in the previous step. As a means of validation of this new method, the results of the fatigue tests carried out on laboratory spans of the ACSR Bersfort conductor [5] will be used and the numbers of cycles to the first strand failure recorded during these tests will be compared to the ones obtained using the biaxial fretting fatigue test bench.

The implementation of this protocol requires a preliminary step which consists in designing the fretting fatigue test rig and evaluating its ability to do both uniaxial and biaxial tests. These preliminary tests are also necessary to study the effect of the bending component in the fretting fatigue of individual wires. Once validated, this innovative method will make it possible to assess the fatigue strength of overhead conductors at a lower cost and it can be used to study the effect of different parameters, such as the conductor mechanical and geometric characteristics and the type of suspension clamp, on the fretting fatigue life.

6.3 Biaxial fretting fatigue test bench

6.3.1 Test bench configuration

The designed experimental setup is a biaxial fretting fatigue test bench intended for the application of a biaxial loading of tension and bending as well as uniaxial loading of tension on the wire specimen (Figure 6.2(a)). The first axial actuator (A1) is force controlled to apply the tension on the tested specimen while the second one (A2) is controlled in displacement to adjust the fretting fatigue conditions on the contact interface. During the uniaxial loading tests, the transverse actuator (A3) is kept fixed and it is used to keep the normal contact force constant. Its role evolves when switching to the biaxial loading tests to enable the application of the bending displacement to the tested specimen.

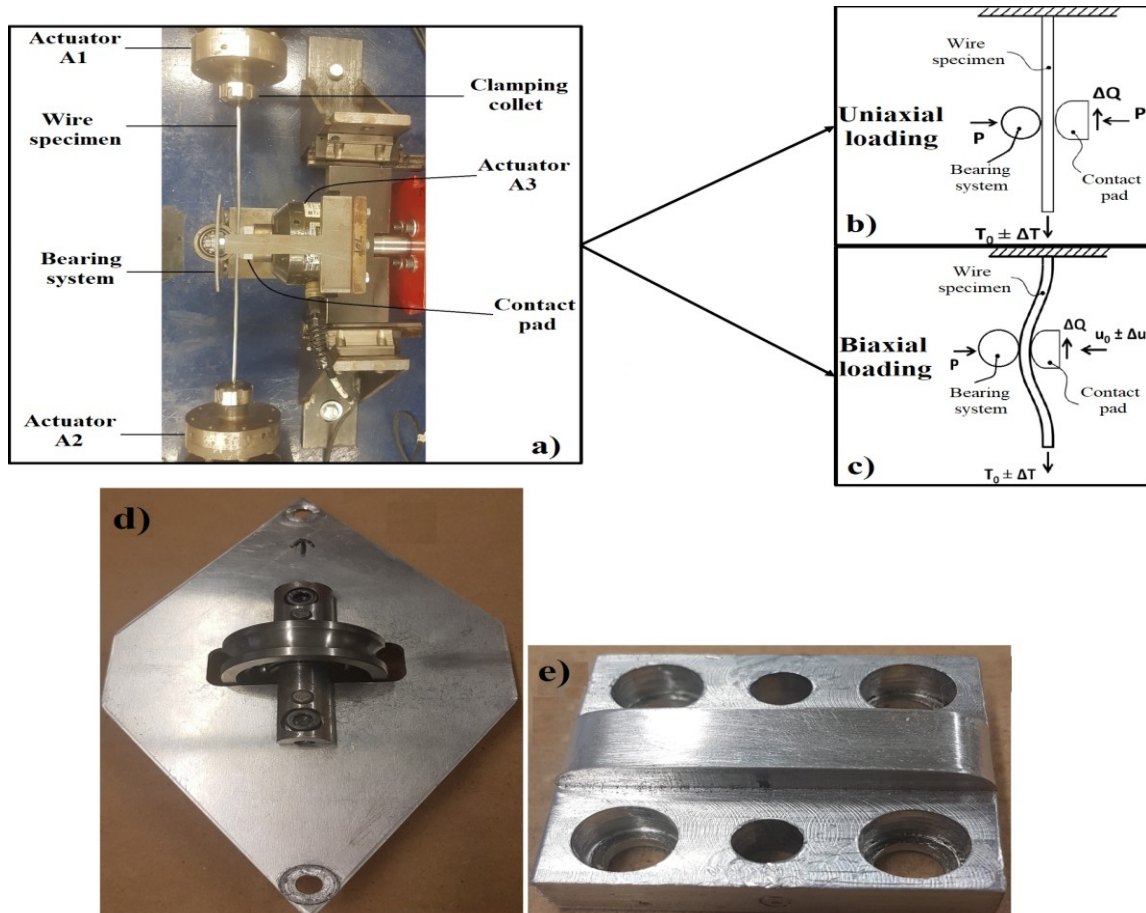


Figure 6.2 Biaxial fretting fatigue test bench configuration and contact system components

A bearing system attached to the transverse actuator by means of two bolts allows the application of the normal contact force on the wire (Figure 6.2(d)). The local contact conditions are reproduced by means of a contact pad made of aluminium A356-T6, which is

an alloy commonly used to manufacture suspension clamps, and simulating the internal curvature radius ($r = 17.8 \text{ mm}$) of the standard metallic suspension clamp tested with the ACSR Bersfort conductor in reference [62] (Figure 6.2(e)).

6.3.2 Data acquisition

Each actuator installed in this test setup is equipped with a 5 kN load cell connected to an MTS FlexTest Controller System. This system enables to set up the loading parameters and their control during the test. Thanks to these load cells, the instantaneous force and displacement of each actuator can be measured allowing the adjustment of the fretting fatigue conditions, through the monitoring of the tangential force and the estimated micro-sliding in the contact interface, in order to induce the mixed fretting regime [31] corresponding to the most critical one that leads to the crack initiation and the fatigue failure of the strand under the imposed loading conditions [33].

In the uniaxial loading configuration, the tangential force Q can be deduced as the difference between the tension forces applied at both ends of the tested wire as indicated in eq.(6.1):

$$Q = T_{A1} - T_{A2} \quad (6.1)$$

Where T_{A1} and T_{A2} are the tension forces, respectively, at the axial actuators A_1 and A_2 . The displacement at the contact interface cannot be measured directly in this test setup. However, the micro-sliding (relative displacement) δ between the wire and the contact pad can also be estimated as the difference between the adjusted displacements of the axial actuators with respect to the elongation induced by the tension force at each side (eq.(6.2)):

$$\delta = \frac{(d_{A1} - \Delta l_{A1}) - (d_{A2} - \Delta l_{A2})}{2} \quad (6.2)$$

Where d_{A1} and d_{A2} are the displacements, respectively, of the axial actuators A_1 and A_2 , and Δl_{A1} and Δl_{A2} are the elongations at both ends of the tested specimen calculated using Hooke's law as shown in eq.(6.3) :

$$\sigma = E_a * \varepsilon \quad \longleftrightarrow \quad \frac{T_A}{S_a} = E_a * \frac{\Delta l_A}{(L - L_C)/2} \quad \longleftrightarrow \quad \Delta l_A = \frac{T_A * (L - L_C)}{2 * E_a * S_a} \quad (6.3)$$

Where L_C , L , E_a and S_a are respectively the length of the contact surface, the length of the wire specimen, its modulus of elasticity and its cross-section area.

In the biaxial loading configuration, the bending displacement induced by the transverse actuator $A3$ makes the control of the fretting fatigue conditions more difficult. In fact, the normal contact force varies with the bending displacement which has an impact on the

tangential force and the micro-sliding in the contact interface. The measurement of these two parameters becomes then a difficult task and their evaluation through the previous equations becomes less accurate. Nevertheless, the use of these equations in the biaxial loading tests allows knowing the order of magnitude of the studied parameters.

6.3.3 Experimental procedure

The experimental procedure of carrying out the tests is almost the same for the uniaxial and biaxial loading configurations. It is composed of a static phase in which the wire specimen is set up under the static loads, and a dynamic phase characterized by the application of the alternating loads to the tested wire.

For the uniaxial tests, the first step is to fix both ends of the wire specimen at the actuators A1 and A2 so that the center of the wire coincides with the center of the contact pad as shown in Figure 6.2(a). Once the wire is fixed, the static tension T_0 is applied using the actuator A1. The second step is to control the transversal actuator A3 in displacement until the contact pad attached to it comes into contact with the wire and so its force and displacement are set to zero. The third step consists of applying the normal contact force P on the wire by clamping the bearing system to the transverse actuator. Before moving to the dynamic loading phase, the initial displacement of both actuators A1 and A2 must be set to zero.

After setting up the specimen and applying the static loads, the dynamic phase can start (Figure 6.3(a)). In this phase we proceed by entering the value of the alternating loading parameters on the controller system such as the peak values of the tension force for the actuator A1 ($T_0 \pm \Delta T$), the peak values of the displacement for the actuator A2, the frequency and the maximum number of cycles after which the test will be automatically stopped. Once all parameters are saved, the test is run and the focus is on the adjustment of the displacement of the actuator A2 by increasing or decreasing its peak values so that the right value is obtained for the tangential force Q . This parameter must be in a certain range of the value of μP , where μ is the static coefficient of friction, to cause the crack initiation in the contact interface. In summary, the actuator A1 is controlled in force such that both the static and dynamic tensions ($T_0 \pm \Delta T$) are applied, while the actuator A2 is controlled in displacement such that the tangential force corresponding to a state of fretting fatigue is obtained.

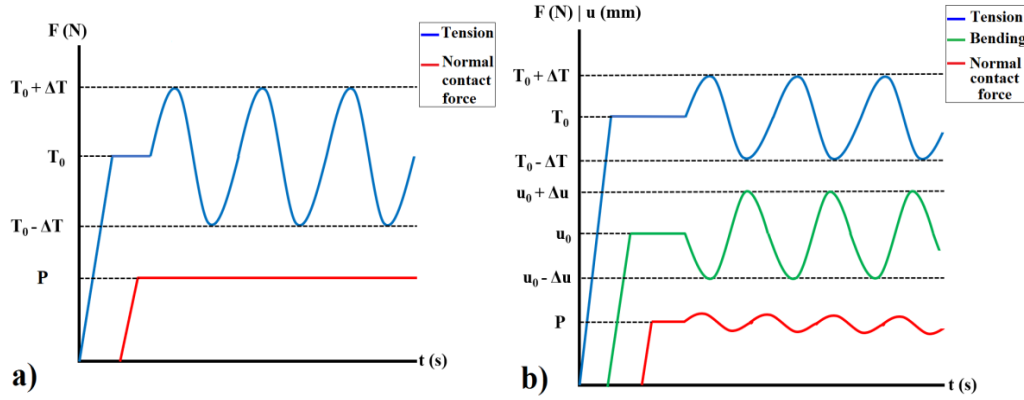


Figure 6.3 Loading application sequence for (a) uniaxial and (b) biaxial tests

For the biaxial tests, the same steps described previously are followed. However, before applying the normal contact force, a static bending displacement u_0 is applied onto the wire specimen via the transverse actuator A3. On the controller system the peak values of the displacement for this actuator ($u_0 \pm \Delta u$) are added and the phase shift between the tension force of actuator A1 and the bending displacement of actuator A3 is adjusted to get the maximum bending amplitude with the minimum tension variation and inversely (Figure 6.3(b)). This adjustment is based on Lalonde numerical study [10] which revealed a 180° phase shift between the variation of the tension and bending loads near the suspension clamp exit.

6.4 Preliminary fretting fatigue tests

Before using the developed test bench in the numerical/experimental coupling approach, it is important to conduct preliminary tests to evaluate its performance and to ensure its ability to be used for carrying out fretting fatigue tests. These tests are also used to study the importance of including the bending component in fretting fatigue tests. All preliminary tests were performed on 1350-H19 aluminum wires with a length of 350 mm and a diameter of 4.24 mm having the same mechanical properties as those of the ACSR Bersfort conductor aluminum strands. The value of the friction coefficient considered in all fretting fatigue tests of this study is $\mu=0.9$ and it was evaluated through variable displacement amplitude tests using the developed fretting fatigue test rig. For each test, the lifetime limit was set at 10^7 cycles such that if the specimen did not break within this number of cycles the test would be stopped automatically. The same value was used in recent research works which deal with fretting fatigue tests on individual wires [51-52]. In the present study this parameter was fixed depending on the studied alternating stress amplitudes which are far from the endurance limit of the tested wire.

6.4.1 Uniaxial tension loading tests

Uniaxial loading tests configuration

Uniaxial tension loading tests were carried out for different levels of the alternating stress $\Delta\sigma$ to plot the S-N curve of the tested wires under fretting fatigue. The value selected for the static tension T_0 was calculated based on the mean stress σ_0 evaluated in an aluminum strand of the ACSR Bersfort conductor submitted to a tension load of 25% of its rated tension strength (RTS) as indicated in eq.(6.4) :

$$\sigma_0 = \frac{E_a * H}{(E_a * A_a) + (E_s * A_s)} \longleftrightarrow T_0 = \sigma_0 * S_a \quad (6.4)$$

Where $H=25\%$ RTS is the tension applied to the ACSR Bersfort conductor, E_a and E_s are the Young's Modulus respectively of the aluminum and steel strands of the conductor, A_a and A_s are the sections of the aluminum and steel parts of the conductor respectively and S_a is the section area of the tested wire.

Table 6.1 presents the details of the uniaxial loading tests configuration which is illustrated in Figure 6.2(b). For each level of the alternating stress the test was repeated three times to have a statistical representation of the results. Two values of the normal contact force P were tested intending to study the effect of this parameter on the fretting fatigue life of the aluminum wires. For all these tests, the loading frequency was 24 Hz which belongs to the characteristic frequency range of the aeolian vibrations [7].

Table 6.1 Uniaxial loading tests configuration

σ_0 (MPa)	T_0 (N)	$\Delta\sigma$ (MPa)	ΔT (N)	P (N)	Frequency (Hz)	Number of tests
51.6	729	25	353	500	24	3
		30	424			
		35	494			
		40	565			
		45	635			
		30	424	250		
		35	494			
		40	565			
		45	635			

Uniaxial loading tests results

The results of the uniaxial fretting fatigue tests are summarized in Table 6.2 and they are plotted as S-N curves in Figure 6.4 for both studied normal contact forces. For each test, the cyclic variations of the tangential force and the micro-sliding were evaluated using respectively eq.(6.1) and eq.(6.2). From these data the amplitude of the micro-sliding $\Delta\delta$ and the $\Delta Q/\mu P$ ratio were monitored to ensure the fretting fatigue conditions in the contact interface.

Table 6.2 Results of the uniaxial tension loading tests

P = 500 N				P = 250 N			
$\Delta\sigma$ (MPa)	Number of cycles to failure (MC)	$\Delta\delta$ (μm)	$\Delta Q/\mu P$	$\Delta\sigma$ (MPa)	Number of cycles to failure (MC)	$\Delta\delta$ (μm)	$\Delta Q/\mu P$
25	10*	60	67%	30	10*	39	79%
	10*	55	62%		10*	38	80%
	10*	60	66%		10*	46	90%
30	6.60	59	64%	35	9.17	41	86%
	5.80	60	64%		8.71	36	77%
	9.87	61	63%		9.33	55	94%
35	4	70	73%	40	5.05	44	83%
	5.86	68	75%		2.66	43	83%
	5.20	67	74%		1.95	44	85%
40	5.13	68	73%	45	1.97	47	90%
	2.47	67	70%		2.55	44	90%
	5.16	69	72%		3.69	45	90%
45	2.42	63	67%	* :Test reached 10 million cycles without failure			
	1.47	63	66%				
	0.91	65	71%				

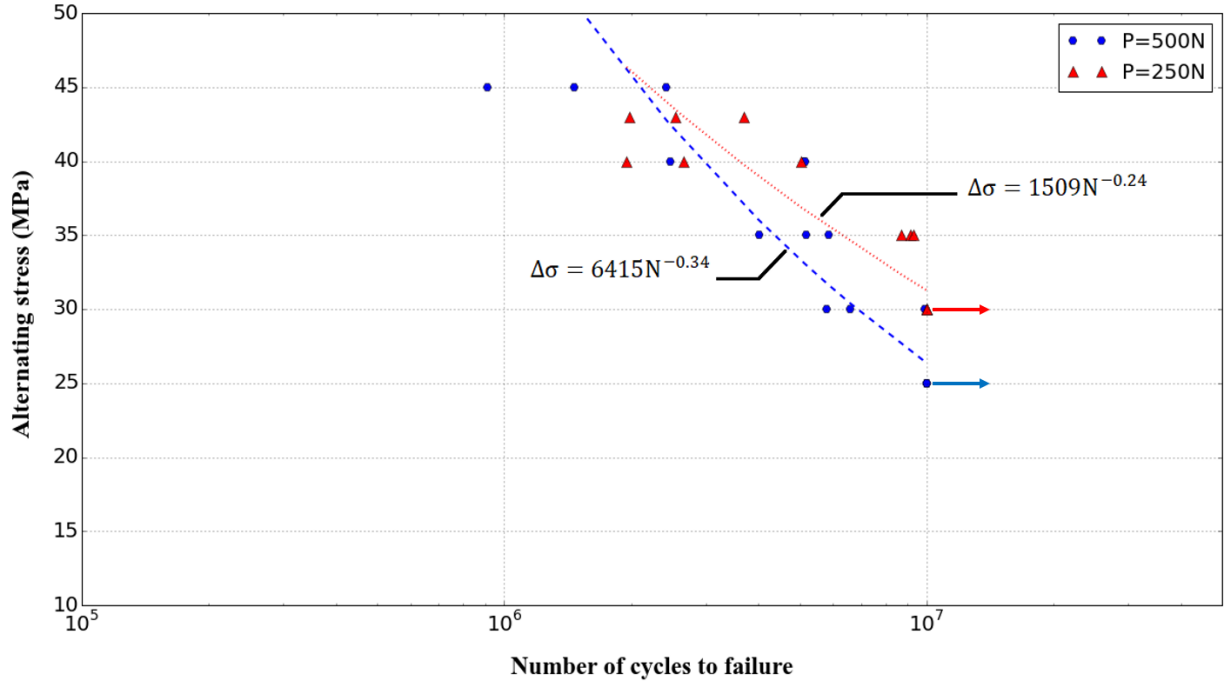


Figure 6.4 S-N curves of the uniaxial tension loading tests

The micro-sliding estimated from the experimental measurements was always within the typical range of values resulting in fretting fatigue [67] for both normal contact forces. Its values were a little higher for $P=500\text{ N}$ compared to $P=250\text{ N}$. In fact, when $P = 500\text{ N}$ the contact conditions are such that larger micro-slips are required at the contact interface to establish the mixed fretting regime. Despite the higher values of the tangential force amplitude for $P=500\text{ N}$, it was found through preliminary tests that for the lower normal contact force a higher value of $\Delta Q/\mu P$ ratio must be established to lead to fretting fatigue break of the specimen. Indeed, this ratio was between 60% and 75% for $P=500\text{ N}$ while it was in the range [80% ; 95%] for $P=250\text{ N}$. The preliminary tests that were performed with a $\Delta Q/\mu P$ ratio outside of this range generally resulted in no failure after 10^7 cycles or in failures at the attachment points of the wire. These tests were discarded from the analysis because they were performed with parameters that do not reproduce fretting fatigue conditions. The fact that the critical fretting fatigue range of $\Delta Q/\mu P$ ratio varies with the normal contact force P is in agreement with the results of Said et al. [51]. When comparing the S-N curves, the fretting fatigue life of the specimen does not appear to be affected by the normal contact force at high values of the alternating stress. However, the two curves start to diverge as they approach low values of the alternating stress and a significant difference is observed in the endurance limit at 10^7 cycles between both normal contact forces. Similar results were observed by Paradis

and Van Dyke [13], and also by Cloutier et al. [14] when comparing the S-N curves of the fatigue tests of the ACSR Crow conductor in a standard metallic clamp and a semi-rigid clamp constituted of a metallic part and conical elastomers. This should be further investigated, but it seems that the number of cycles to failure at lower stress amplitudes is more sensitive to the contact conditions.

6.4.2 Equivalent biaxial loading tests of tension and bending

Equivalent biaxial loading tests configuration

As indicated previously through the numerical analysis of the clamp/conductor assembly [4], the stresses to which the conductor strands are subjected in the critical zone are dominated by the bending component. The objective of the equivalent biaxial loading tests is to experimentally evaluate the effect of the bending loading on the fretting fatigue life of the aluminum wires. In uniaxial loading tests, the static and alternating stresses were applied to the wire specimens as tension forces. The equivalent biaxial loading tests consist in converting a portion of these stresses to bending loading and consequently the applied loads will be composed of tension forces and bending displacements. As it will be shown in the next section and based on the numerical analysis of the studied clamp/conductor assembly, the critical point is always located on the strands of the external layer in contact with the bottom part of the clamp and precisely on the compression side of the extreme fiber of these strands. Also based on the same model solution, a 180° phase shift was observed between the variation of the tension and bending loads at the critical point. Consequently, to get an equivalent biaxial loading from the uniaxial one, the first step is to convert the maximum and minimum stresses, which are initially tensile stresses, into compressive stresses using eq.(6.5) and eq.(6.6) as demonstrated by Figure 6.5(a) :

$$\sigma_{min}^{(biaxial)} = -\sigma_{max}^{(uniaxial)} = -(\sigma_0 + \Delta\sigma) \quad (6.5)$$

$$\sigma_{max}^{(biaxial)} = -\sigma_{min}^{(uniaxial)} = -(\sigma_0 - \Delta\sigma) \quad (6.6)$$

Figure 6.5(b) illustrates the second step in which the obtained stresses will be divided in two components, a positive tension stress $\sigma_{Tension_{min/max}}^{(biaxial)}$ and a negative bending stress $\sigma_{Bending_{min/max}}^{(biaxial)}$ as indicated by eq.(6.7) and eq.(6.8) :

$$\sigma_{Tension_{min/max}}^{(biaxial)} = \frac{-\sigma_{max/min}^{(biaxial)}}{2} \quad (6.7)$$

$$\sigma_{Bending\ min/max}^{(biaxial)} = \sigma_{min/max}^{(biaxial)} - \sigma_{Tension\ max/min}^{(biaxial)} \quad (6.8)$$

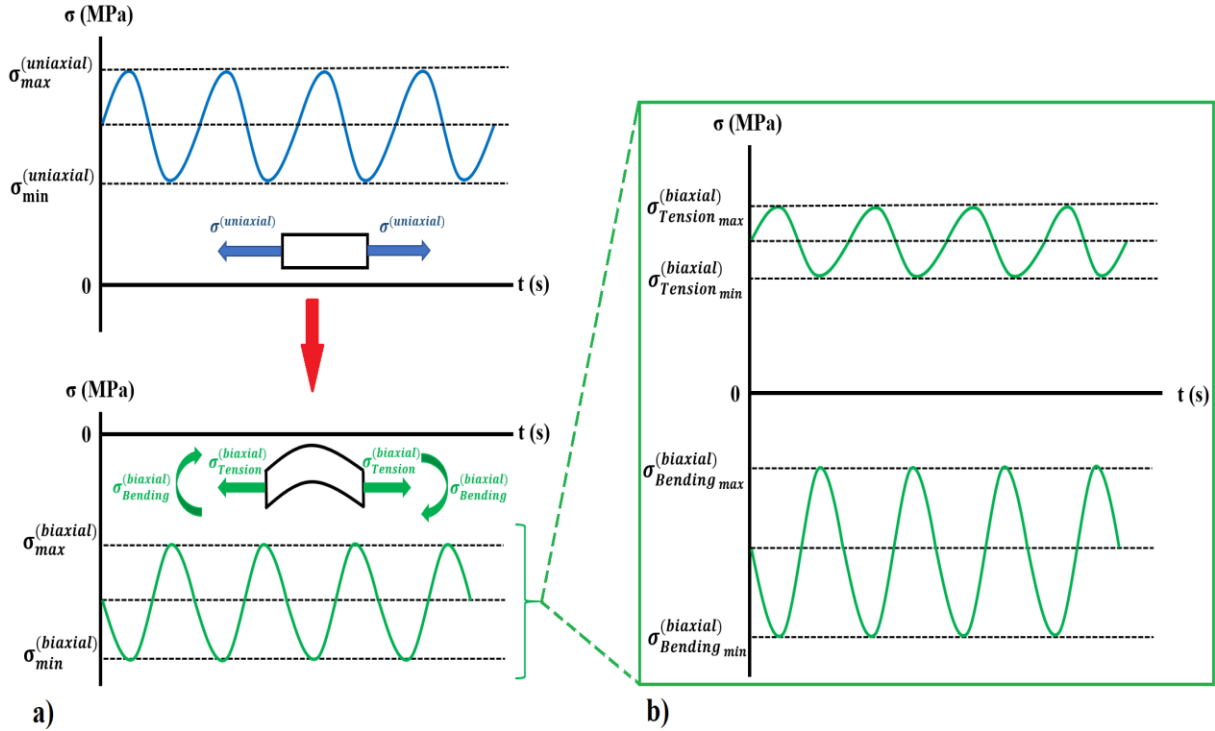


Figure 6.5 Conversion of the uniaxial loadings into equivalent biaxial loadings

Two levels of the alternating stress $\Delta\sigma=45$ MPa and $\Delta\sigma=40$ MPa were tested under the normal contact force $P=500$ N. The configuration of these tests is presented in Table 6.3 and the loads application is illustrated in Figure 6.2(c). Note that for the biaxial loading tests the frequency was reduced to 12 Hz to reduce the effect of the dynamic acceleration and thus better control the loading parameters.

Table 6.3 Equivalent biaxial loading tests configuration

$\Delta\sigma$ (MPa)	σ_0 (MPa)	$\sigma^{(biaxial)}$ (MPa)		$\sigma_{Tension}^{(biaxial)}$ (MPa)		T_0 (N)	ΔT (N)	$\sigma_{Bending}^{(biaxial)}$ (MPa)		u_0 (mm)	Δu (mm)	P (N)	Frequency (Hz)
		min	max	min	max			min	max				
40	51.6	-91.6	-11.6	5.8	45.8	364	282	-137.4	-17.4	-2.34	1.76	500	12
45		-96.6	-6.6	3.3	48.3	364	318	-144.9	-9.9	-2.32	2		

Results comparison

The first challenge encountered in the calibration of the equivalent biaxial loading tests was to identify the right $\Delta Q/\mu P$ ratio leading to the mixed fretting regime which is the most propitious to crack initiation and consequently the break of the tested wire under fretting fatigue [33]. A micrograph of the resulting fretting marks of both uniaxial and equivalent biaxial loading tests is shown in Figure 6.6(a) and Figure 6.6(b) respectively. In both cases, a clear mark is observed in the center of the contact area where no relative motion between the wire and the pad would occur, surrounded by a dark mark representing the micro slip area. The bending effect is noticed by comparing the size of the fretting marks in both types of tests where the contact area is more extended and the slipping zone is larger in the equivalent biaxial loading test compared to the uniaxial loading one.

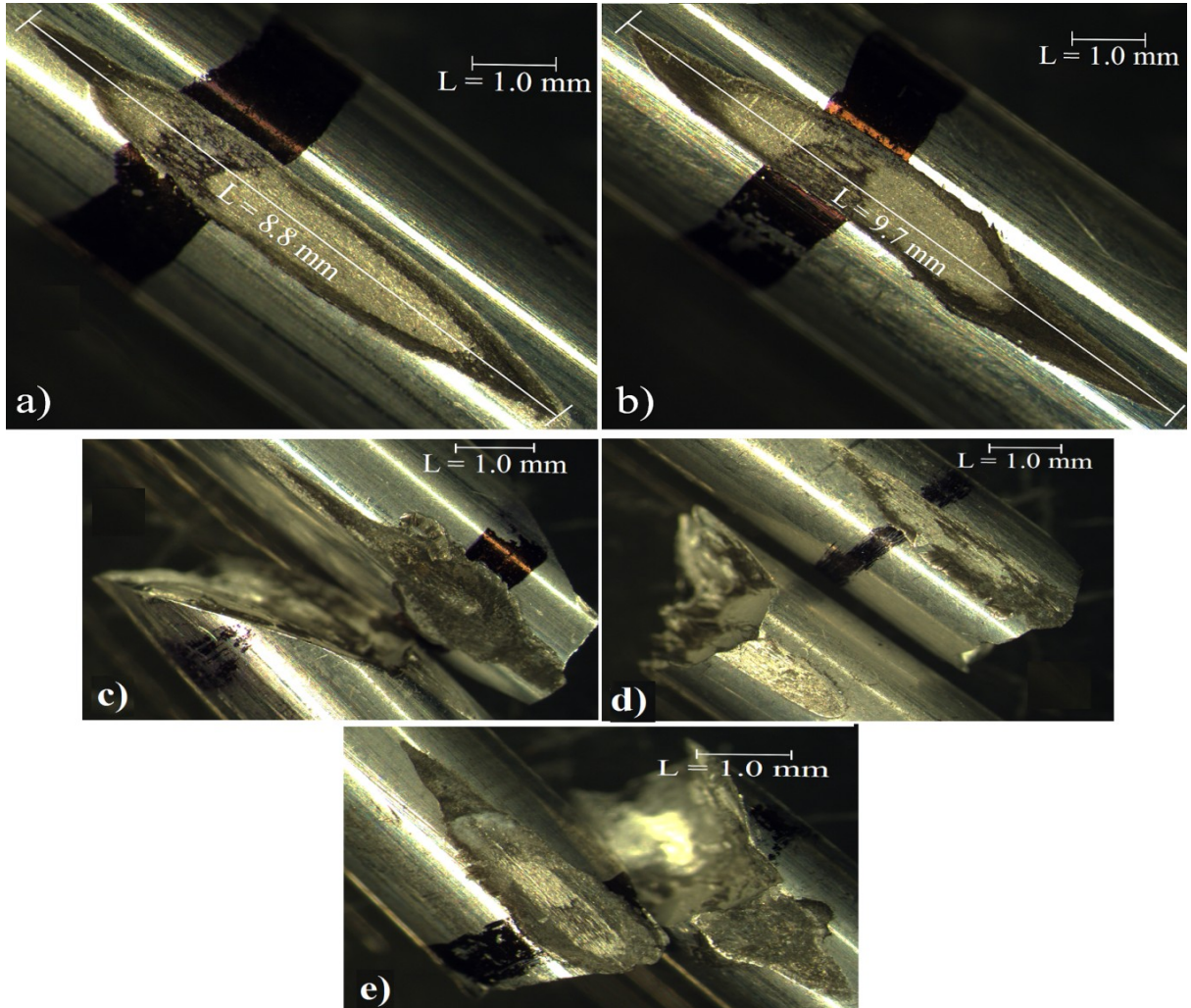


Figure 6.6 Fretting fatigue marks (a and b) and fretting fatigue breaks (c, d and e) under uniaxial and equivalent biaxial loading tests for $\Delta\sigma=45 \text{ MPa}$

Figure 6.6(c), Figure 6.6(d) and Figure 6.6(e) are micrographs of fretting breaks that occurred in both tests. The breaking point was always in the slipping zone in both cases. When comparing the breaking plans, we notice two different fracture patterns. For the uniaxial loading, the breaking plane is inclined about 30° to 45° to the wire axis (Figure 6.6(c)). However, in the case of the equivalent biaxial loading, the fractures occur along a quasi-normal plane parallel to the wire section (Figure 6.6(d) and Figure 6.6(e)). In overhead conductors, this last fracture pattern is mainly observed in the contact between the outer layer of the conductor and the suspension clamp [28], which proves that the bending effect must be considered in fretting fatigue tests to better reproduce the local loading state of the wire-to-clamp contact.

The results of the equivalent biaxial loading tests are presented and compared to the uniaxial loading tests results in Table 4. The comparison of the sliding amplitudes shows that the equivalent biaxial loading tests induce a slight increase for this parameter, due to the bending component, compared to the corresponding uniaxial loading ones. However, the $\Delta Q/\mu P$ ratio leading to the fretting fatigue break of the tested specimen was in the same rang of values for both test types.

Table 6.4 Results of the equivalent biaxial loading tests

$\Delta\sigma$ (MPa)	Test type	Number of cycles (MC)	Average number of cycles (MC)	Standard deviation (MC)	$\Delta\delta$ (μm)	$\Delta Q/\mu P$
40	Equivalent biaxial loading tests	2.53	2.02	0.42	71	72%
		1.5			73	64%
		2.02			73	64%
	Uniaxial loading tests	5.13	4.25	1.26	68	73%
		5.16			69	72%
		2.47			67	70%
45	Equivalent biaxial loading tests	1.19	1.18	0.20	81	60%
		0.93			72	73%
		1.42			70	72%
	Uniaxial loading tests	1.47	1.60	0.62	63	66%
		0.91			65	71%
		2.42			63	67%

For both levels of the alternating stress amplitudes, the fretting fatigue life of the equivalent biaxial loading tests was close to the one obtained with the uniaxial loading tests. Nevertheless, the average number of cycles to failure was always lower for the equivalent biaxial loading tests and the tendency of the deviation between both results seems to increase when decreasing the alternating stress level. These results confirm the importance of the bending component in the fretting fatigue loading and once again underline the role of this parameter in the fretting fatigue failure of overhead conductor strands. Thus, biaxial configuration in fretting fatigue tests seems to better reproduce the real local loading state of the overhead conductor strands near the suspension clamp, when submitted to aeolian vibrations.

The results of the preliminary tests have shown that the fretting fatigue test bench allows performing both uniaxial and biaxial loading tests. The performance of the developed device has been verified through the creation of fretting marks leading to fretting fatigue failures. This prior work was necessary to ensure the biaxial test configuration is valid and justified before exploiting it in the numerical/experimental coupling approach.

6.5 Numerical/experimental coupling approach for the fretting fatigue life assessment of individual wires

As discussed in the introduction, the numerical/experimental coupling approach starts from the global scale of a clamp/conductor assembly to reach the local scale of an individual strand. The studied clamp/conductor assembly is composed of the ACSR Bersfort conductor and the standard metallic clamp. Experimental results of fatigue tests conducted on this assembly [5] revealed that the first strand failure occurred always in the bottom part of the conductor external layer in contact with the clamp. These failures were recorded within an interval of [LPC - 23 mm ; LPC - 1 mm] inside the suspension clamp (Figure 6.7).

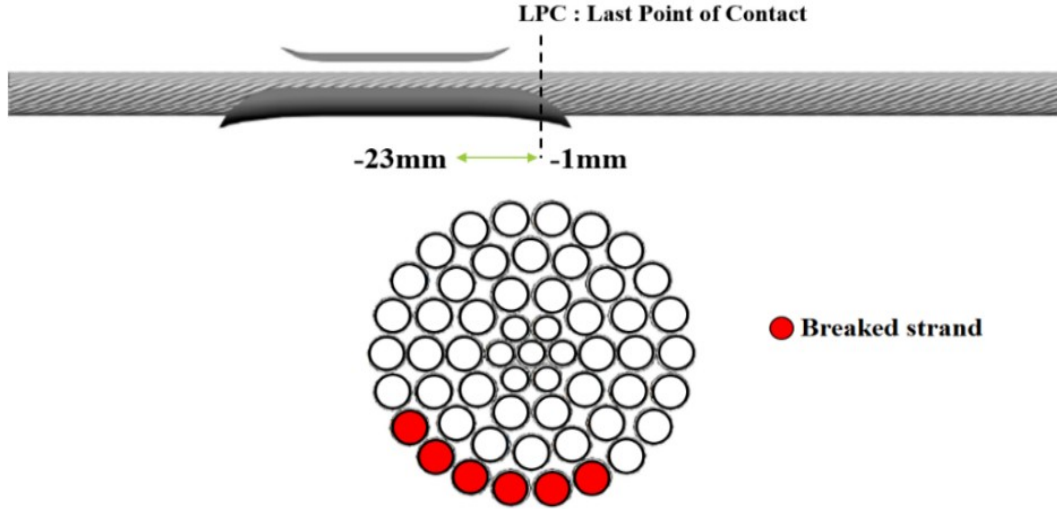


Figure 6.7 Fatigue breaks position in the studied clamp/conductor assembly

The modeling strategy developed by Lalonde et al. [4] allows reproducing the geometric and mechanical properties of this system and takes into consideration the different types of contact, either inter-wire contacts or wire-clamp contacts. Although this model is developed at the global scale of a conductor, it provides a description of the loading state at the local scale of each strand and thus allows identifying the critical contact point in terms of fatigue loading.

6.5.1 Identification of the critical point

Identification process

The critical point in the clamp/conductor assembly is defined as the most solicited point by the aeolian vibrations. The adopted criteria to identify this point is based on the highest alternating stress amplitude $\Delta\sigma$. The identification process starts by modeling both parts of the studied system using the finite element software *ANSYS* and following the modeling strategy developed by Lalonde et al. [4]. The conductor strands are meshed with quadratic beam elements on which are overlaid pairs of master-slave contact elements to take into account the different inter-wire contacts. The frictional effect is considered through Coulomb law where the coefficient of friction for the aluminum-aluminum and the aluminum-steel contacts is equal to 0.9 while its value is set to 0.3 for steel-steel contacts. The suspension clamp is modeled as a rigid surface using 3D quadratic surface elements and the contacts at the clamp/conductor interface are handled by line-to-surface contact pairs where the clamp body and keeper are mapped by master surface elements while conductor external layer strands are meshed with slave line elements.

Once the different parts of the system are created, the alternating loading simulating the aeolian vibrations is then applied to the conductor through the variation of the application angle of the tension by $\pm\Delta\beta$ from the initial position β_0 as shown in Figure 6.8. At the end of the simulation the vibration amplitude Y_b , measured at 89 mm from the LPC, is determined and compared to the target value. If the obtained value of Y_b is different from the target one, the value of $\Delta\beta$ is updated and the simulation is repeated until convergence towards the right value of the vibration amplitude.

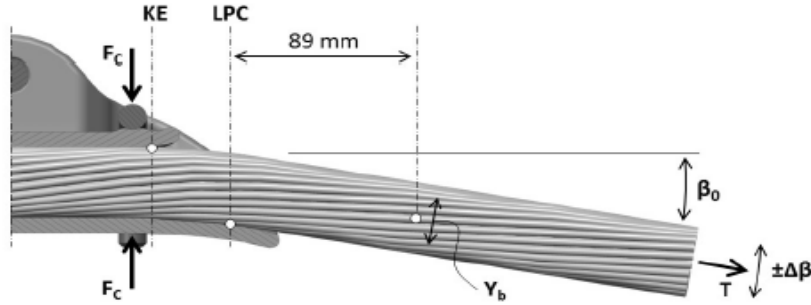


Figure 6.8 Alternating loading application to the clamp/conductor system
(adapted from Lalonde [10])

When the simulation converges to the target value of Y_b , the post processing step begins. During this step, the normal contact force and the micro-sliding as well as the tension and bending components of the stress, at the extreme fiber of the aluminium strands, are extracted from the model solution at each node over an interval of $\pm 50 \text{ mm}$ from the LPC using the *ETABLE* command of *ANSYS*. These stresses are extracted for all aluminum layers at both alternating loading steps $(\beta_0 + \Delta\beta)$ and $(\beta_0 - \Delta\beta)$. The total stress is then calculated as the sum of both tension and bending components for each loading step (eq.(6.9)) and the alternating stress amplitude is deduced at each point using eq.(6.10). At the last step of this process, the critical point is identified from the extracted data based on the maximum value of the alternating stress $\Delta\sigma$.

$$\sigma_{Total}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)} = \sigma_{Tension}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)} + \sigma_{Bending}^{(\beta_0 \pm \Delta\beta)} \quad (6.9)$$

$$\Delta\sigma = \frac{|\sigma_{Total}^{(\beta_0 + \Delta\beta)} - \sigma_{Total}^{(\beta_0 - \Delta\beta)}|}{2} \quad (6.10)$$

Identification results

The identification process was applied for different values of the vibration amplitude Y_b and the obtained results are presented in Table 6.5. The critical point identified from the numerical model was always in the external layer of the conductor in contact with the body of the

suspension clamp. The axial position of this point was also the same for the different levels of the vibration amplitude and it was located at 8.56 mm inside the suspension clamp. These results are consistent with the experimental data of the fatigue tests shown previously, which proves the performance of the numerical model in predicting the failure location.

Table 6.5 Critical point position and data identified and extracted from the numerical model

	Critical point 1	Critical point 2	Critical point 3	Critical point 4	Critical point 5
Y_b (mm)	0.25	0.50	0.60	0.75	0.85
Layer	Outer layer	Outer layer	Outer layer	Outer layer	Outer layer
Axial position (mm)	LPC – 8.56	LPC – 8.56	LPC – 8.56	LPC – 8.56	LPC – 8.56
Angular position (°)	232	248	248	248	265
σ_{mean} (MPa)	-75.8	-130.4	-115.6	-116.7	-118.8
$\Delta\sigma$ (MPa)	29.8	56	57.9	63.2	69.6
$\sigma_{Tension}^{(\beta_0+\Delta\beta)}$ (MPa)	21.2	15	16.8	17.4	14.2
$\sigma_{Bending}^{(\beta_0+\Delta\beta)}$ (MPa)	-126.8	-201.4	-190.3	-197.3	-202.6
$\sigma_{Tension}^{(\beta_0-\Delta\beta)}$ (MPa)	40.5	48.6	53	56.5	55.2
$\sigma_{Bending}^{(\beta_0-\Delta\beta)}$ (MPa)	-86.5	-123	-110.7	-110	-104.4
Sliding (μm)	77	75	78	83	84
Normal contact force (N)	100	168	167	168	164

The inspection of the stress values at the critical points (Table 6.5) shows that the bending component is always more important when compared to the tension. In addition, at high levels of the vibration amplitude the stress values exceed the yield stress of the material which indicates a local plasticization at the critical point. As a consequence, the biaxial loading tests are then more appropriate to reproduce the local loading state of the critical point since they combine both the effect of tension and bending and they can limit the plasticization effect, if it exists, locally in the contact zone unlike the uniaxial loading tests where the stress is uniform over the entire length of the wire.

6.5.2 Evaluation of the local loading state of the critical point

Numerical reproduction of the biaxial fretting fatigue test bench

The transition from the numerical model of the clamp/conductor assembly to the fretting fatigue tests is done through the conversion of the critical point stresses into applicable loads on an isolated wire using the biaxial fretting fatigue test bench. A local scale numerical model reproducing the fretting fatigue test bench configuration has been developed for this purpose based on the exploratory works of Lalonde [10]. This finite element model follows the same modeling strategy of the clamp/conductor model. The tested wire is meshed with quadratic beam elements having a length of 1 mm and the contact pad is modeled as a rigid surface using 3D quadratic surface elements of the same length. The contact between the wire and the pad is handled by line-to-surface contact pairs where the pad is meshed by master surface elements while the wire is meshed with slave line elements. The coefficient of friction at the contact interface was fixed at 0.9 as in the global clamp/conductor model. The loads are applied in an incremental quasi-static mode and they follow the same sequential order as for the biaxial fretting fatigue tests. The tension force is first applied at one side of the wire while the other side remains fix. Then a deflection is applied to the contact pad before introducing the clamping effect with a normal force applied to the center node of the wire.

Evaluation process of the local loading state

Exploiting the data of Table 6.5 extracted from the global scale model, the tension force is calculated directly from the tension component of the stress using eq.(6.11) where S_a is the section area of the wire specimen:

$$T = \sigma_{Tension} * S_a \quad (6.11)$$

The calculated tension force is then injected in the wire scale model and the deflection to be induced to the wire specimen is determined from this model by an iterative process such that the maximum total stress in the contact interface between the wire and the pad must be equal to the total stress of the critical point extracted from the global scale model.

6.5.3 Validation of the numerical/experimental coupling approach

Tests configuration

The proposed coupling approach is validated through biaxial loading tests which consist in applying the local loading state of the critical point extracted from the global scale model of

the clamp/conductor assembly to an individual wire specimen using the developed biaxial fretting fatigue test bench. The obtained number of cycles to failure will be compared to the one corresponding to the first strand failure recorded during fatigue tests conducted on the studied clamp/conductor assembly. From data of Table 6.5, only the three highest vibration amplitudes Y_b were tested. This selection is justified by the availability of comparison data for these amplitudes and by the time constrain. Indeed, for the lower amplitudes, the tests will require longer duration which is beyond the scope of the present study. Following the evaluation process shown in Figure 6.18, the local loading state of the critical point was determined for the concerned vibration amplitudes and the resulting loading parameters are presented in Table 6.6.

Table 6.6 Numerical biaxial loading tests configuration

Y_b (mm)	T_0 (N)	ΔT (N)	u_0 (mm)	Δu (mm)	P (N)	Frequency (Hz)
0.60	494	255	4.83	1.63	500	12
0.75	522	275	4.94	1.78		
0.85	490	288	4.98	2.02		

The value of the normal contact force to be applied during these tests is different from that extracted from the numerical model. In fact, the value obtained numerically for the tested vibration amplitudes is low ($P \approx 170$ N) and consequently the value of the tangential force to be induced during the tests will be lower, which exceeds the resolution of the actuators and becomes difficult to control on this experimental setup. In addition, as it has been proved in the preliminary tests, the normal contact force has a small impact on the fretting fatigue life of the wire at high values of the alternating stress. Thus, the value of 500 N was selected for this parameter for the present tests.

Validation tests results

As for the preliminary tests, the numerical biaxial loading tests were carried out on 1350-H19 aluminum wires with a length of 350 mm and a diameter of 4.24 mm having the same mechanical properties as those of the ACSR Bersfort conductor aluminum strands. For each value of the vibration amplitudes, three tests were performed to have a statistical representation of the results.

The results of these tests are first compared in Table 6.7, in terms of the mean number of cycles to failure, to those of the fatigue tests of Lévesque [5]. The comparison shows a good

correlation between both tests types. In fact, the results of the fretting fatigue tests are of the same order of magnitude as those of the conductor fatigue tests but they are slightly higher. Although the estimated values of the micro-sliding amplitude using eq.(6.2) are not precise due to the bending effect as explained in section 6.3.2, the obtained values of this parameter were generally similar to those found numerically in Table 6.5 for the studied vibration amplitudes.

Table 6.7 Fretting fatigue life of aluminium wire versus fatigue life at 1st failure of ACSR Bersfort conductor

Fretting fatigue tests (Aluminium wire)						Fatigue tests (ACSR Bersfort conductor)		
Yb (mm)	Number of cycles (Mc)	$\Delta\delta$ (μm)	$\Delta Q/\mu P$	Average number of cycles (Mc)	Standard deviation (Mc)	Number of tests	Number of cycles (Mc)	Standard deviation (Mc)
0.60	3.16	85	67%	3.71	0.44	13	2.88	1.39
	4.23	78	64%					
	3.75	85	65%					
0.75	1.59	51	67%	2.25	0.46	12	1.33	0.53
	2.60	63	56%					
	2.55	51	68%					
0.85	1.25	86	63%	1.03	0.18	1	0.32	0
	1.01	89	68%					
	0.82	42	73%					

The fretting fatigue life of the aluminium wire is plotted as a S-N curve and compared to that corresponding to the fatigue life of the ACSR Bersfort conductor at the 1st failure in Figure 6.9(a). A good similarity between both results is observed in this figure where the S-N curve of the aluminium wire is slightly shifted to higher values of the number of cycles to failure compared to the conductor S-N curve. This shift was expected and can be explained by the difference in the interactions configuration between the wire in the isolated case and when it is included in the complex structure of a conductor.

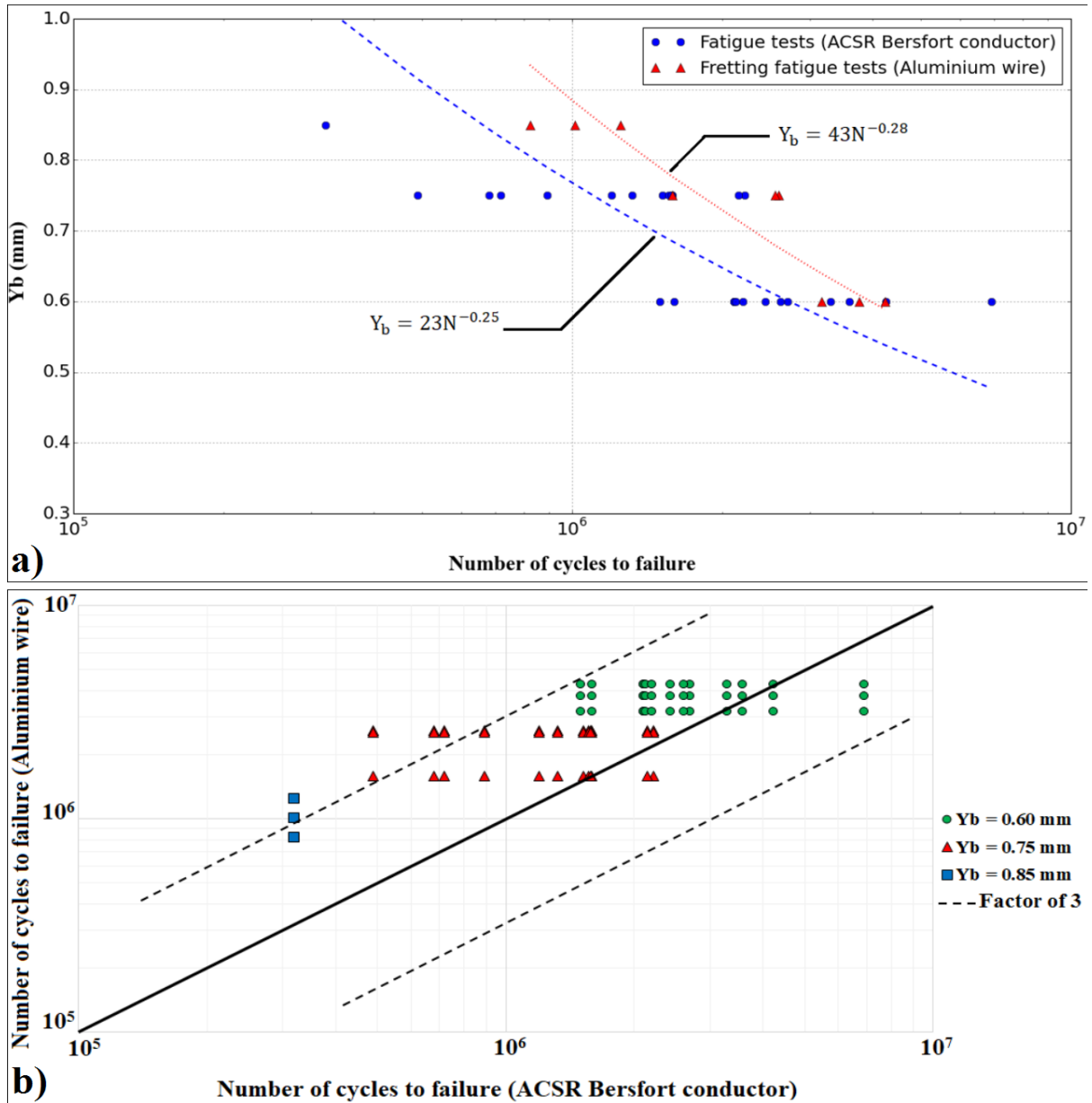


Figure 6.9 Comparison of (a) the S-N curves and (b) the fretting fatigue life of the aluminium wire and the ACSR Bersfort conductor at 1st failure

Another way to compare the results is shown in Figure 6.9(b) where the different points correspond to all possible combinations between both results for each level of the vibration amplitude. The diagonal line represents what would be a perfect agreement between both results. The two dashed lines represent the factor of three (divided or multiplied by three) with respect to the diagonal line (perfect agreement). Most of the fretting fatigue lifetimes are less conservative than the conductor fatigue lifetimes but most of them are within the factor of three boundaries which indicates once again a good agreement between both tests results.

Although the results presented here are limited to high vibration amplitudes and to only one clamp/conductor configuration, they seem to be promising and they allow validating the proposed numerical/experimental coupling approach which is capable to predict the fatigue resistance of overhead conductors at the first strand failure.

6.6 Conclusion

The present study proposes a new method for the evaluation of the fatigue strength of overhead conductors based on coupling a numerical approach at the global scale of a clamp/conductor assembly and an experimental one at the local scale of individual strands. The numerical approach consists in exploiting a finite element model of a clamp/conductor assembly developed by Lalonde et al. [4] to identify the critical point, which is the most solicited point in fatigue under aeolian vibrations, and to extract its local loading state. The experimental approach consists in applying the extracted loads on individual wires using an experimental rig and evaluating their fretting fatigue life under these loads.

The design of a new biaxial fretting fatigue test bench allowing to combine the effect of both tension and bending loadings has been presented in this paper. The developed setup can be used to perform fretting fatigue tests on individual wires in uniaxial loading configuration as well as in biaxial loading one. Preliminary tests have been carried out on 1350-H19 aluminum wires in both loading configurations to validate the device. The normal contact force was studied through uniaxial loading tests and the obtained results showed that this parameter might have an impact on the fretting fatigue life of the tested specimen near the endurance limit but it does not have an effect for high levels of the alternating stress amplitude. The bending component was introduced through equivalent biaxial loading tests and it has been proved that this parameter can affect the fretting fatigue life especially for the wire-to-clamp contact configuration.

The ACSR Bersfort conductor in assembly with the standard metallic clamp was numerically modeled under different vibration amplitudes. From this model, the critical point was identified and its local loading state, in terms of tension and bending components, was extracted and applied to individual wires using the validated experimental test bench. Tests results were compared to the experimental results of Lévesque [5] corresponding to the fatigue life of the studied conductor at the 1st strand failure. A good correlation between both results

was found and the proposed numerical/experimental coupling approach allowed to predict with enough precision the fatigue resistance of the studied conductor under aeolian vibrations. The new approach can be then exploited to reproduce a wide variety of fretting fatigue configurations representing strand damages occurring at the conductor-clamp and the inter-wire contact points and involving different parameters such as the normal contact force, the alternating tension and the alternating bending.

CHAPITRE 7

CONCLUSION

Le présent document présente un projet de recherche visant à développer une nouvelle méthode pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens. La revue de la littérature a fait ressortir les travaux réalisés dans le domaine de l'endommagement en fatigue des conducteurs aériens. La compréhension du phénomène est en stade avancé que ce soit sur le plan expérimental ou numérique. Toutefois, les essais de fatigue dans leur configuration actuelle restent coûteux et les résultats disponibles dans la littérature ne représentent qu'une portion limitée de l'ensemble des conducteurs et des pinces de suspension. D'autre part, la modélisation numérique, tel que le modèle par éléments finis développé par Lalonde et al. [4], permet certes de déterminer de façon précise l'état de sollicitation en fatigue en tout point d'un conducteur en assemblage avec une pince de suspension, mais à elle seule n'est pas capable d'évaluer la résistance en fatigue de l'ensemble et d'estimer la durée de vie en fatigue du conducteur. Une combinaison des deux outils, numérique et expérimental, s'est avérée nécessaire pour optimiser les efforts dépensés dans la compréhension d'un tel phénomène complexe.

Les travaux réalisés dans le cadre de ce projet ont permis de répondre à la question de départ :

Comment peut-on évaluer la résistance en fatigue des conducteurs aériens de transport d'électricité par le couplage d'une approche numérique à l'échelle globale du conducteur et d'une approche expérimentale à l'échelle locale d'un brin ? Autrement dit, est-ce possible de développer une nouvelle méthode combinant les deux outils numérique et expérimental pour la détermination de la durée de vie en fatigue de ces conducteurs ?

La réponse à cette question a été obtenue en suivant une démarche bien déterminée qui peut être résumé dans les points suivants :

- ✓ L'évaluation expérimentale du coefficient de frottement dans l'interface de contact brin-pince a été tout d'abord réalisée. Les résultats de cette étude ont permis de caractériser les propriétés de frottement, en termes de coefficients de frottement et d'amplitude de glissement de transition, dans les interfaces de contact brin-brin et brin-pince dans le contexte de fretting fatigue. Une légère différence entre ces deux

configurations de contact a été observée au niveau du coefficient de frottement statique qui a été évalué à 0.9 pour le contact brin-pince et à 1.12 pour le contact brin-brin. L'effet de la force normale de contact sur les propriétés de frottement a aussi été investigué. Les résultats obtenus ont montré que ce paramètre n'affecte pratiquement pas les coefficients de frottement statique et dynamique mais peut avoir un effet sur l'amplitude de glissement de transition. Ce travail préliminaire a été nécessaire en préparation aux essais de fretting fatigue. En effet, la connaissance du coefficient de frottement et de l'amplitude de glissement de transition permet de bien contrôler les paramètres de chargement lors des essais de fretting fatigue, et plus précisément le ratio $Q/\mu P$, pour assurer l'établissement du régime de glissement mixte qui est favorable à la rupture en fretting fatigue des brins du conducteur. Un coefficient de frottement statique égale à 0.9 a été donc considéré pour le contact brin-pince dans les travaux qui suivent ;

- ✓ Le modèle numérique de l'assemblage pince/conducteur développé par Lalonde et al. [4] a fait l'objet d'une étude paramétrique qui concerne principalement le comportement mécanique des brins, le nombre de cycles de chargement en flexion alternée, le coefficient de frottement et en second lieu la géométrie de la pince de suspension. Cette étude a permis d'optimiser ce modèle à travers l'ajustement des paramètres cités précédemment et qui ont un effet direct sur le comportement en fatigue du conducteur en assemblage avec la pince de suspension. Les ajustements apportés au modèle ont permis de conclure qu'un comportement élasto-plastique des brins avec un nombre de cycles de chargement en flexion alternée égal à sept assurent une amélioration au niveau de la réponse du système étudié lorsque soumis aux chargements en fatigue imposés, notamment au niveau de la distribution des contraintes et des résultats de contact entre le conducteur et la pince de suspension. Le coefficient de frottement quant à lui n'avait pas globalement d'incidence considérable sur les résultats, ce qui n'était pas le cas pour la géométrie de la pince de suspension. Ce dernier paramètre semble avoir un effet important sur la distribution des contraintes dans les différentes couches du conducteur et les résultats des simulations ont montré que la pince à rayon de courbure maximale permet de mieux atténuer le niveau des contraintes dans les brins du conducteur. Les résultats de cette étude numérique

constituent une étape préparatoire en vue de l'exploitation du modèle pince/conducteur dans la méthode du couplage numérique/expérimental pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs ;

- ✓ Les travaux réalisés précédemment ont servi dans la mise en place de la nouvelle méthode de couplage numérique/expérimental. Le modèle numérique optimisé du conducteur ACSR Bersfort en assemblage avec la pince métallique standard a été exploité pour l'identification du point critique en fatigue et l'extraction de ses conditions locales de chargement, en termes de contrainte de tension et de flexion, pour différentes valeurs de l'amplitude de vibration Y_b . Un modèle numérique à l'échelle réduit d'un brin a été développé et utilisé pour la conversion des contraintes extraites en paramètres de chargement applicables lors des essais de fretting fatigue. Le coefficient de frottement déterminé dans la première étape a permis de définir la plage de valeur pour le ratio $Q/\mu P$ qu'il faut cibler pour favoriser la rupture en fretting fatigue. Un banc d'essai biaxial, permettant de combiner l'effet des deux composantes tension et flexion, a été conçu. Des essais préliminaires ont été réalisés sur des brins en aluminium 1350-H19 pour la validation du nouveau montage. La force normale de contact a été étudiée à travers des essais de fretting fatigue en chargement uniaxial de tension et les résultats obtenus ont montré que ce paramètre pourrait avoir un impact sur la durée de vie en fretting fatigue des spécimens testés près de la limite d'endurance, mais il n'a pas d'effet pour des niveaux élevés de l'amplitude de contrainte alternée. La composante flexion a été introduite à travers des essais en chargement biaxial équivalent et il a été prouvé que la résistance en fatigue des brins peut être affectée par ce paramètre. Par la suite, des essais de fretting fatigue, appliquant les paramètres de chargement déterminés numériquement, ont été réalisés sur des brins isolés à l'aide du montage validé. Les résultats obtenus ont été comparés aux résultats expérimentaux de Lévesque [5] correspondant à la première rupture de brin sur l'assemblage pince/conducteur étudié. Une bonne corrélation entre les deux résultats a été trouvée et l'approche du couplage numérique/expérimentale proposée a permis de prédire avec suffisamment de précision la résistance en fatigue du conducteur étudié lorsque soumis aux vibrations éoliennes.

La contribution originale qui découle des travaux de recherche réalisés dans le cadre de ce projet est de développer une nouvelle méthode pour l'évaluation de la résistance en fatigue des conducteurs aériens à travers le couplage d'une approche numérique à l'échelle global d'un conducteur et d'une approche expérimentale à l'échelle locale d'un brin. Cette nouvelle méthode a été appliquée pour investiguer la configuration de contact brin-pince qui est rarement étudiée dans la littérature. Les apports scientifiques qui ont abouti à l'élaboration de cette nouvelle méthode sont les suivants :

- ✓ La détermination expérimentale des propriétés de frottement à l'interface de contact brin-pince dans le contexte de fretting fatigue d'un conducteur aérien de type ACSR en assemblage avec une pince métallique standard ;
- ✓ L'évaluation de l'effet de la force normale de contact sur les propriétés de frottement aux interfaces de contact brin-brin et brin-pince ;
- ✓ La mise en place d'un nouveau concept des essais de fretting fatigue à travers un banc d'essai biaxial qui combine à la fois les deux chargements de tension et de flexion pour l'évaluation de la durée de vie en fretting fatigue des brins de conducteur ;
- ✓ L'étude expérimentale du phénomène de fretting fatigue à l'interface de contact brin-pince à travers des essais en chargement uniaxial de tension, et biaxial de tension et flexion. La comparaison des résultats des deux types d'essais a permis de mettre en valeur l'impact de la composante flexion sur la durée de vie en fretting fatigue des brins testés ;
- ✓ La détermination de l'effet de la force normale de contact sur la résistance en fatigue des brins de conducteur à travers des essais de fretting fatigue en chargement uniaxial de tension ;
- ✓ L'optimisation et l'exploitation d'un modèle numérique existant de l'assemblage pince/conducteur [4] pour l'identification du point critique en fatigue et l'évaluation de ses conditions locales de chargement ;
- ✓ L'application des conditions de chargement extraites du modèle numérique pince/conducteur sur des brins isolés à l'aide du banc développé de fretting fatigue pour la détermination de leur résistance en fatigue et la validation de l'approche du couplage numérique/expérimental.

La méthode du couplage numérique/expérimental a été validée en se basant sur une configuration bien déterminée de l'assemblage pince/conducteur, formée par le conducteur ACSR Bersfort et la pince métallique standard, qui a été étudiée expérimentalement à travers des essais de fatigue [5]. Cependant, quelques raffinements doivent être apportés au montage expérimental du banc de fretting fatigue. En effet, des ruptures aux collets de serrage ont été enregistrées lors des essais de fretting fatigue à des amplitudes élevées de la contrainte alternée. Une attention particulière doit être portée au système de fixation des spécimens afin d'atténuer le niveau des contraintes aux extrémités et d'éviter les ruptures dont l'origine est autre que le fretting fatigue. Aussi, la fréquence de chargement des essais de fretting fatigue était de 12 Hz en chargement biaxial et de 24 Hz en chargement uniaxial ce qui correspond respectivement à environ 1 et 2 millions de cycles par jour. Il sera intéressant de trouver des solutions techniques permettant de passer à des fréquences plus élevées afin de pouvoir réaliser des essais plus longs qui correspondent à des niveaux faibles de la contrainte alternée près de la limite d'endurance des spécimens.

Cette nouvelle méthode peut par la suite être exploitée pour reproduire les différentes configurations de fretting fatigue se produisant dans un assemblage pince/conducteur que ce soit au niveau des interfaces de contact brin-brin ou brin-pince. Sa composition hybride entre la modélisation numérique et les essais expérimentaux définit sa pertinence et permet d'étudier divers types d'assemblage pince/conducteur déjà en place sur le réseau des lignes aériennes. Elle constitue aussi un moyen complémentaire aux essais de fatigue standard et sera utile dans l'optimisation à plus faible coût des nouveaux conducteurs et pince de suspension.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Association Canadienne de l'Électricité (2014). Vision 2050 : L'avenir du réseau électrique du Canada. Association Canadienne de l'Électricité, Canada, 52 p.
- [2] Chan, J. (2006). EPRI Transmission line reference book : Wind induced conductor motion, Palo Alto, CA, USA, 618 p.
- [3] Azevedo, C. R. F. et Cescon, T. (2002). Failure analysis of aluminum cable steel reinforced (ACSR) conductor of the transmission line crossing the Parana River. Engineering Failure Analysis, pp. 645-664.
- [4] Lalonde, S., Guilbault, R. et Langlois, S. (2018). Numerical analysis of ACSR conductor-clamp systems undergoing wind-induced cyclic loads. IEEE Transactions on Power Delivery, volume 33, pp. 1518-1526.
- [5] Lévesque, F. (2005). Étude de l'applicabilité de la règle de Palmgren-Miner aux conducteurs électriques sous chargements de flexion cyclique par blocs. Mémoire de maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 172 p.
- [6] Markiewicz, M. (1995). Optimum dynamic characteristics of Stockbridge dampers for dead-end spans. Journal of Sound and Vibration, volume 188, n°2, pp. 243-256.
- [7] Diana, G., Cosmai, U., Laneville, A., Manenti, A., Hearnshaw, D. et Papailiou, K. O. (2006). Aeolian vibration. EPRI Transmission Line Reference Book: Wind Induced Conductor Motion, Palo Alto, CA, USA, pp. 2.1-2.158.
- [8] CIGRE Working Group B2.48 (2017). Experience with the mechanical performance of non-conventional conductors. Conseil International des Grands Réseaux Électriques, 84 p.
- [9] CIGRE Working Group B2.12. (2004). Conductors for the uprating of overhead lines. Conseil International des Grands Réseaux Électriques, 47 p.
- [10] Lalonde, S. (2017). Stratégie de modélisation 3D des solides toronnées appliquée à l'étude de la fatigue des conducteurs de lignes de transport d'énergie électrique. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, 208 p.
- [11] Ramey, G. E. (1987). Conductor fatigue life research : Eolian vibration of transmission lines. Auburn University : Engineering Experiment Station, 486 p.
- [12] Ramey, G. E. et Townsend, J. S. (1981). Effects of clamps in fatigue of ACSR conductors. Journal of the Energy Division, Proceedings of the ASCE, volume 107, n°1, pp. 103-119.
- [13] Paradis, J. et Van Dyke, P. (2020). Improved conductor endurance limit by using a clamp with conical elastomers. Congrès CIGRÉ, Montréal, Canada, pp. 16-22.
- [14] Cloutier, L., Goudreau, S. et Cardou, A. (2006). Fatigue of overhead conductors. EPRI Transmission Line Reference Book: Wind Induced Conductor Motion, Palo Alto, CA, USA, pp. 3.1-3.56.

- [15] CIGRE Working Group B2.49 (2016). Safe design tensions for single conductors fitted with elastomer cushioned suspension units. Conseil International des Grands Réseaux Électriques, 28 p.
- [16] Zhou, Z. R., Cardou, A., Fiset, M. et Goudreau, S. (1994). Fretting fatigue in electrical transmission lines. *Wear*, volume 173, pp. 179-188.
- [17] Azevedo, C. R. F., Henriques, A. M. D., Filho, A. R. P., Ferreira, J. L. A. et Araujo, J. A. (2009). Fretting fatigue in overhead conductors : Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor. *Engineering Failure Analysis*, pp. 136-151.
- [18] Braga, G. E., Nakamura, R. et Furtado, T. A. (2004). Aeolian vibration of overhead transmission line cables : Endurance limits. *IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition : Latin America*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., pp. 487-492.
- [19] Fritz, E., Edwards, A. T., Hard, A. R., Pfitzer, A. C., Rawlins, C. B., Ruhlman, J. et Smith J. O. (1966). Standardization of conductor vibration measurements. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, volume 85, n°1, pp. 10-20.
- [20] Langlois, S. (2013). Prédiction des vibrations éoliennes d'un système conducteur/amortisseur avec une méthode temporelle non linéaire. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, 128 p.
- [21] Poffenberger, J. C. et Swart, R. L. (1965). Differential displacement and dynamic conductor strain. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, pp. 281-289.
- [22] Papailiou, K. O. (1997). On the bending stiffness of transmission line conductors. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 12, n°4, pp. 1576-1588.
- [23] Dastous, J. B. (2005). Nonlinear finite element analysis of stranded conductors with variable bending stiffness using the tangent stiffness method. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 12, n°4, pp. 1576-1588.
- [24] Hong, K. J., Kiureghian, A. D. et Sackman, J. L. (2005). Bending behavior of helically wrapped cables. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, volume 131, no. 5, pp. 500-511.
- [25] Paradis, J. P. H. et Legeron, F. (2011). Modelling of the free bending behavior of a multilayer cable taking into account the tangential compliance of contact interfaces. *9th International Symposium of Cable Dynamics*, Shanghai, China, pp. 95-102.
- [26] Langlois, S., Légeron, F. et Lévesque, F. (2014). Time history modeling of vibrations on overhead conductors with variable bending stiffness. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 29, n°2, pp. 607-614.
- [27] Vincent, L., Berthier, Y., Dubourg, M. et Godet, M. (1992). Mechanics and materials in fretting. *Wear*, volume 153, n°1, pp. 135-148.
- [28] Zhou, Z. R., Cardou, A., Goudreau, S. et Fiset, M. (1994). Fretting patterns in a conductor-clamp contact zone. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, volume 17, n° 6, pp. 661-669.
- [29] Cardou, A., Leblond, A. et Cloutier, L. (1993). Suspension clamp and ACSR electrical conductor contact conditions. *Journal of Energy Engineering*, volume 119, n°1, pp. 19-31.

- [30] Mindlin, R. (1949). Compliance of elastic bodies in contact. American Society of Mechanical Engineers - Transactions - Journal of Applied Mechanics, volume 16, n°3, pp. 259-268.
- [31] Vingsbo, O. et Soderberg, S. (1988). On fretting maps. Wear, volume 126, n°2, pp. 131-147.
- [32] Fouvry, S., Kapsa, P. et Vincent, L. (1996). Quantification of fretting damage, Wear, volume 200, pp. 186-205.
- [33] Zhou, Z. R. et Vincent, L. (1995). Mixed fretting regime. Wear, volume 181, n°2, pp. 531-536.
- [34] Lalonde, S., Guilbault, R. et Légeron, F. (2017). Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts – Part I : Model formulation and validation. International Journal of Mechanical Sciences, volume 126, pp. 281-296.
- [35] Schillai, K. (2019). Enhanced fretting fatigue resistance of conductors for high voltage overhead lines. Thèse de doctorat, ETH Zurich, Zurich, Suisse, 334 p.
- [36] Said, J., Garcin, S., Fouvry, S., Gailletaud, G., Yang, C. et Hafid, F. (2020). A multi-scale strategy to predict fretting fatigue endurance of overhead conductors. Tribology International, volume 143, 13p.
- [37] Hurricks, P. L. (1970). The mechanism of fretting - A review. Wear, volume 15, pp. 389-409.
- [38] Endo, K. et Goto, H. (1976). Initiation and propagation of fretting fatigue cracks. Wear, volume 38, n°2, pp. 311-324.
- [39] Schijve, J. (2003). Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. International Journal of Fatigue, volume 25, n°8, pp. 679-702.
- [40] Preston, B. et Ramey, G. E. (1986). Effect of suspension clamp geometry on transmission line fatigue. Journal of Energy Engineering, volume 112, pp. 168-184.
- [41] Dalpé, C. (1999). Interaction mécanique entre conducteur électrique aérien et pince de suspension : Étude sur la fatigue, la rigidité et la FIP. Mémoire de maîtrise, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 290 p.
- [42] IEC 62568 (2015). Overhead lines: Method for fatigue testing of conductors. Commission Électrotechnique Internationale, Genève, Suisse, 38 p.
- [43] Cardou, A., Cloutier, L., Lanteigne, J. et M'boup, P. (1990). Fatigue strength characterization of ACSR electrical conductors at suspension clamps. Electric Power Systems Research, volume 19, n°1, pp. 61-71.
- [44] Ouaki, B., Goudreau, S., Cardou, A. et Fiset, M. (2003). Fretting fatigue analysis of aluminium conductor wires near the suspension clamp : Metallurgical and fracture mechanics analysis. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, volume 38, n°2, pp. 133-147.
- [45] Zhou, Z. R., Fiset, M., Cardou, A., Cloutier, L. et Goudreau, S. (1995). Effect of lubricant in electrical conductor fretting fatigue. Wear, volume 189, pp. 51-57.

- [46] Kalombo, R. B., Martinez, J. M. G., Ferreira, J. L. A., Dasilva, C. R. M. et Araujo, J. A. (2015). Comparative fatigue resistance of overhead conductors made of aluminium and aluminium alloy : tests and analysis. *Procedia Engineering*, volume 133, pp. 223-232.
- [47] Lanteigne, J., Cloutier, L., Cardou, A., Dugré, M., M'boup, P. et Montminy, P. (1986). Fatigue life of aluminum wires in All Aluminum and ACSR conductors. *Association Canadienne de l'Électricité*, 244 p.
- [48] Munaswamy, K. et Haldar, A. (1997). Mechanical characteristics of conductors with circular and trapezoidal wires. *Canadian Electrical Association*, 187 p.
- [49] Wittkowsky, B. U., Birch, P. R., Dominguez, J. et Suresh, S. (1999). An apparatus for quantitative fretting fatigue testing. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, volume 22, pp. 307-320.
- [50] Ouaki, B., Goudreau, S. et Cardou, A. (2008). Theoretical and experimental investigations of fretting fatigue damage of aeolian conductor wires near the suspension clamp. *African Journal of Science and Technology*, volume 9, pp. 29-38.
- [51] Said, J., Fouvry, S., Cailletaud, G., Yang, C. et Hafid, F. (2020). Shear driven crack arrest investigation under compressive state : Prediction of fretting fatigue failure of aluminium strands. *International Journal of Fatigue*, volume 136, 12 p.
- [52] Rocha, P.H.C., Diaz, J.I.M., Silva, C.R.M., Araujo, J.A. et Casto, F.C. (2019). Fatigue of two contacting wires of ACSR Ibis 397.5 MCM conductor : Experiments and life prediction. *International Journal of Fatigue*, volume 127, pp. 25-35.
- [53] Jiang, W. G. et Henshall, J. L. (1999). Analysis of termination effects in wire strand using the finite element method. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, volume 34, pp. 31-38.
- [54] Judge, R., Yang, Z., Jones, S.W. et Beattie, G. (2012). Full 3D finite element modelling of spiral strand cables. *Construction and Building Materials*, volume 35, pp. 452-459.
- [55] Qi, G. (2013). Computational modeling for stress analysis of overhead transmission line stranded conductors under design and fretting fatigue conditions. Thèse de doctorat, Université McGill, Montréal, Québec, Canada, 228p.
- [56] Nawrocki, A., Labrosse, M. et Conway, T. (1999). New specific finite element model for cables - Part I : Theory. *Proceedings of the Annual Convention of the Wire Association International*, pp. 95-113.
- [57] Baumann, R. et Novak, P. (2017). Efficient computation and experimental validation of ACSR overhead line conductors under tension and bending. *CIGRE Science and Engineering Journal*, 12 p.
- [58] Lévesque, F. (2009). Analyse de la fatigue par petits débattements (fretting fatigue) de fils d'un conducteur électrique. Thèse de doctorat, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 160 p.
- [59] Goudreau, S. et Jolicoeur, C. (2010). Essais de fatigue du conducteur Aster 570. Rapport technique, Groupe de Recherche en Mécanique des Conducteurs Aériens, Université Laval, Québec, Québec, Canada, 113 p.

- [60] Steier, V. F., Kalombo, R. B., Da Silva, C. R. M., Nogueira, M. M. et Araujo, J. A. (2014). Effect of chromium nitride coatings and cryogenic treatments on wear and fretting fatigue resistance of aluminum. *Electric Power Systems Research*, volume 116, pp. 322-329.
- [61] Matos, I. M., Rocha, P. H. C., Kalombo, R. B., Veloso, L. A. C. M., Araujo, J. A. et Castro, F. C. (2020). Fretting fatigue of 6201 aluminum alloy wires of overhead conductors. *International Journal of Fatigue*, volume 141.
- [62] Goudreau, S., Lévesque, F., Cardou, A. et Cloutier, L. (2010). Strain measurements on ACSR conductors during fatigue tests III – Strains related to support geometry, *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 25, pp. 3007-3016.
- [63] Fouvry, S., Kapsa, P. et Vincent, L. (1995). Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear*, volume 185, pp. 35-46.
- [64] Voisin, J.M., Vannes, A.B., Vincent, L., Daviot, J. et Giraud, B. (1995). Analysis of a tube-grid oscillatory contact: methodology for the selection of superficial treatments. *Wear*, volumes 181-183, pp. 826-832.
- [65] Redford, J., Lieurade, H.P., Gueguin, M., Hafid, F., Yang, C. et Ghidaglia, J.M. (2018). Modélisation numérique du phénomène de fretting fatigue intervenant dans le vieillissement des conducteurs de lignes aériennes. *Matériaux et Techniques*, volume 106.
- [66] Lévesque, F., Goudreau, S., Cardou, A. and Cloutier, L. (2010). Strain Measurements on ACSR Conductors During Fatigue Tests I - Experimental Method and Data. *IEEE Transactions on Power Delivery*, volume 25, pp. 2825–2834.
- [67] Suresh, S. (1998). *Fatigue of materials*. n°2, Cambridge, 679 p.